



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**PASIVNÍ METODY POTLAČENÍ HLUKU  
TURBODMYCHADEL**

PASSIVE METHODS OF TURBOCHARGER NOISE REDUCTION

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Stanislav Saňák

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

BRNO 2021



# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Stanislav Saňák**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.**  
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Pasivní metody potlačení hluku turbodmychadel

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Turbodmychadla spalovacích motorů jsou významnými zdroji hluku moderních pohonných jednotek. Zcela zásadním složkou jsou zdroje hluku, které vznikají v důsledky aerodynamických dějů v oběžných kolech. Dominantním zdrojem aerodynamického zvuku je především odstředivý kompresor. Vzniklý zvuk se posléze šíří vstupními i výstupními potrubími, kde je následně vyzářen do vnějšího prostředí. Jednou z možností snížení hluku pohonných jednotek a turbodmychadel zvláště je jeho potlačení. Práce se zabývá možnostmi potlačení hluku turbodmychadel s využitím pasivních metod jako jsou tlumiče nebo omezovače.

### Cíle bakalářské práce:

Rešerše aerodynamických zdrojů zvuku v turbodmychadlech.  
Analýza pasivních metod potlačení hluku.

### Seznam doporučené literatury:

DE SILVA, Clarence W. Vibration and Shock Handbook. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis, 2005. ISBN 978-0-8493-1580-0.

SMETANA, Ctirad. Hluk a vibrace. Praha: Sdělovací technika, 1998. ISBN 80-901936-2-5.

NGUYEN-SCHÄFER, Hung. Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers. Berlin: Springer-Verlag, 2013. ISBN 978-3-642-35069-6.

ALENIUS, Emma. CFD of Duck Acoustics for Turbocharger Applications. Stockholm, 2010. Licentiate Thesis. Royal Institute of Technology.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

V mé bakalářské práci nejprve čtenáře seznámím s tím, jak turbodmychadlo funguje a jakou funkci zastává. Taktéž připomenu základní pojmy v oblasti zvuků, které jsou důležité pro pochopení mé práce. Následně se již zaměřím na turbodmychadla z pohledu vzniku hluků a detailně prozkoumám jednotlivé části turbodmychadla. K nim přiřadím charakteristické typy hluků, které se zde vyskytují. Tyto hluky dále prozkoumám více dopodrobna, abych zjistil, proč vznikají, jaké jsou jejich frekvenční rozsahy, hladiny akustického tlaku a mnoho dalších charakteristik. Dále se zaměřím na to, jak se tyto hluky šíří a ovlivňují ostatní součásti dopravních prostředků. Podle těchto charakteristik rozdělím jednotlivé typy hluků do patřičných kategorií. V další části práce se budu snažit zodpovědět, jakými způsoby lze tyto hluky potlačit především využitím právě pasivních metod, což většinou spočívá v implementaci různých typů tlumičů. V závěru mé práce zhodnotím jednotlivé metody potlačení hluku u různých typů turbodmychadel. Zaměřím se na jejich výhody, ale také případné nedostatky a pokusím naléznout nejvíce vyhovující metodu potlačení pro různé typy turbodmychadel.

## KLÍČOVÁ SLOVA

turbodmychadlo, hluk aerodynamického původu, hluk mechanického původu, zvuk, pasivní metody, tlumič

## ABSTRACT

In my bachelor thesis, first I introduce to reader, how turbocharger works and what function it holds. I remind basic concepts in section of sounds, which are important to understanding this thesis. Then I focus on turbochargers from the perspective of the noise origin. I explore parts of the turbocharger individually too. To these parts, I assign characteristic types of noises, which can be found there. Then I explore these noises more in detail to find out, why they arise, what is their spectrum of frequencies, sound pressure levels and much more. I also focus on problems of spreading these noises and how they affect other parts of different means of transport. According to these characteristics, I divide different types of these noises to appropriate categories. In next part of my thesis, I try to answer, how noises could be suppressed mainly by passive methods, which mostly means implementation different types of silencers. At the end of my thesis, I evaluate individual types of methods to suppress noises in different types of turbochargers. Then I focus on their advantages or disadvantages and I try to find the most suitable method to suppress these noises in different types of turbochargers.

## KEYWORDS

turbocharger, aerodynamic noise source, mechanical noise source, sound, passive methods, silencer

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SAŇÁK, Stanislav. *Pasivní metody potlačení hluku turbodmychadel* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-04-22]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132565>.  
Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Pavel Novotný.

## PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením pana doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

## PODĚKOVÁNÍ

Touto formou bych chtěl velice poděkovat panu doc. Ing. Pavlovi Novotnému, Ph.D. za velmi profesionální přístup a ochotu při vedení mé bakalářské práce. Dále také za poskytnutí velmi cenných informací, tipů a připomínek.



# OBSAH

<b>ÚVOD</b>	<b>12</b>
<b>1 TURBODMYCHADLO A JEHO FUNKCE</b>	<b>13</b>
1.1 Turbodmychadlo zblízka	14
1.1.1 Turbinová skříň	14
1.1.2 Ložisková skříň	15
1.1.3 Kompresorová skříň	15
1.2 Typy turbodmychadel	16
1.2.1 Turbodmychadla osobních automobilů	16
Jednostupňové turbodmychadlo	16
1.2.2 Turbodmychadla lodních a vlakových dieselových motorů	17
<b>2 ZVUK</b>	<b>19</b>
2.1 Charakteristika zvuku	19
2.1.1 Šíření akustických vln	20
2.1.2 Vlnová délka	20
2.1.3 Frekvence	21
2.1.4 Energie kmitajícího bodu	21
2.1.5 Akustická rychlost	23
2.1.6 Akustický tlak	24
2.1.7 Akustický výkon	25
2.1.8 Měrná akustická impedance	25
2.1.9 Hladina akustického tlaku	25
2.1.10 Vážené filtry	26
<b>3 HLUK</b>	<b>27</b>
3.1 Charakteristika hluku	27
3.2 Mechanické zdroje zvuku	27
3.2.1 Zářič nultého řádu	27
3.2.2 Zářič prvního řádu	28
3.2.3 Zářič druhého řádu	29
3.3 Aerodynamické zdroje zvuku	29
3.3.1 Vznik hluku při výtoku vzduchu	30
3.3.2 Vznik hluku obtékáním těles	31
3.4 Vliv hluku na člověka a zvířata	32

<b>4</b>	<b>TURBODMYCHADLA Z HLEDISKA HLUKU</b>	<b>33</b>
<b>4.1</b>	<b>Mechanický původ hluků v turbodmychadlech osobních automobilů</b>	<b>33</b>
4.1.1	Hluk typu „Unbalance whistle“	34
4.1.2	Hluk typu „Crackling noise“	34
4.1.3	Hluk typu „Wear noise“	35
4.1.4	Hluk typu „Constant tone“	36
4.1.5	Hluk typu „High-order harmonic noise“	38
<b>4.2</b>	<b>Aerodynamický původ hluků turbodmychadel osobních automobilů</b>	<b>38</b>
4.2.1	Hluk typu „Growling noise“ neboli „Whoosh noise“	40
4.2.2	Hluk typu „Rotational noise“ neboli „Blade passing frequency (BPF)“	41
4.2.3	Hluk typu „Pulsation whistle“	42
4.2.4	Hluk typu „Whining noise“ (Hissing noise)	43
4.2.5	Hluky typu „Tip clearance noise (TCN)“ a „Buzz-saw noise“	44
<b>4.3</b>	<b>Hluky turbodmychadel nákladních automobilů</b>	<b>45</b>
<b>4.4</b>	<b>Hluky turbodmychadel lodních motorů</b>	<b>46</b>
<b>4.5</b>	<b>Hluky turbodmychadel dieselových vlakových motorů</b>	<b>48</b>
<b>5</b>	<b>METODY POTLAČENÍ HLUKU</b>	<b>50</b>
<b>6</b>	<b>PASIVNÍ METODY POTLAČENÍ HLUKU</b>	<b>51</b>
<b>6.1</b>	<b>Potlačení hluků u turbodmychadel osobních a nákladních automobilů</b>	<b>52</b>
6.1.1	Tlumič hluků pomocí A-trubice	52
6.1.2	Spirálovitý tlumič hluku	54
6.1.3	Tlumič na bázi mikro-perforovaných panelů (MPP)	56
6.1.4	Vícekomorový tlumič s Helmholtzovými rezonátory (HRs)	59
6.1.5	Tlumení hluku úpravou tloušťky potrubí	62
<b>6.2</b>	<b>Potlačení hluků u turbodmychadel lodních motorů</b>	<b>63</b>
6.2.1	Disipativní tlumič	64
<b>6.3</b>	<b>Potlačení hluků u turbodmychadel dieselových vlakových motorů</b>	<b>67</b>
<b>7</b>	<b>ANALÝZA PASIVNÍCH METOD</b>	<b>68</b>
	<b>ZÁVĚR</b>	<b>70</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>72</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ</b>	<b>77</b>

<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>80</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ, ZKRATEK A VELIČIN</b>	<b>81</b>
<b>8 SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>84</b>

## ÚVOD

Cílem mé práce je seznámit čtenáře s problematikou různých typů hluků, které vznikají v důsledku fungování turbodmychadel. Čtenář by tak měl získat lepší náhled na to, jak například takový hluk vzniká, s kolika typy hluků se lze setkat, jakým způsobem se šíří, jaký má charakter a taky to, jak hluk usměrnit, popřípadě zcela odstranit.

Tohle téma jsem si zvolil, protože mi přišlo nejen velmi zajímavé, ale hlavně proto, že jde v dnešní době o velmi aktuální problematiku. V posledním dvacetiletí se automobilový průmysl rozmohl natolik, že se automobily dostaly téměř do každé domácnosti na Zemi. Lidé v nich začali trávit mnohem více času než kdy dříve, ať už při jízdě do práce, na nákupy nebo třeba při cestě na dovolenou. S tímto však vzrostly také nároky, které by měl takový automobil splňovat. A právě jedním z těchto nároků je komfort, lidé v kabinách aut nechtějí poslouchat vycházející rušivé zvuky z motoru a ostatních částí vozidla, ale raději se soustředí na řízení, okolní provoz, poslouchají rádio, baví se s pasažéry nebo například uskutečňují hovory pomocí handsfree a mohou se tak z pohodlí sedadla věnovat třeba i své práci. Hluky vycházející mimo jiné z turbodmychadel však nejenže znepříjemňují takto strávené chvíle, ale mohou být především velmi nebezpečné. Hluky působící na člověka celkově snižují jeho pozornost a také zvyšují míru únavy, což vede k delší reakční době a vzniku tragických nehod. Z toho důvodu se výrobci automobilů začali mnohem více zaměřovat na eliminaci těchto rušivých hluků, které většinou zapříčiňoval běh motoru. Avšak v důsledku toho, že se podařilo docílit tiššího a plynulejšího chodu motoru, se najednou dostaly do popředí hluky z jiných částí automobilu, které zde do teď také byly, ale řidič je doposud neslyšel, alespoň ne v takové míře. A právě mnoho z těchto hluků pochází již ze zmiňovaných turbodmychadel. Problematika hluků v turbodmychadlech se však netýká pouze osobních automobilů, ale také celé řady jiných dopravních prostředků nebo strojů obecně. Mezi ně patří mimo jiné vlaky nebo lodě, kde se hluky vyskytují o daleko větší síle, s čímž se také zvyšuje jejich nebezpečnost.

# 1 TURBODMYCHADLO A JEHO FUNKCE

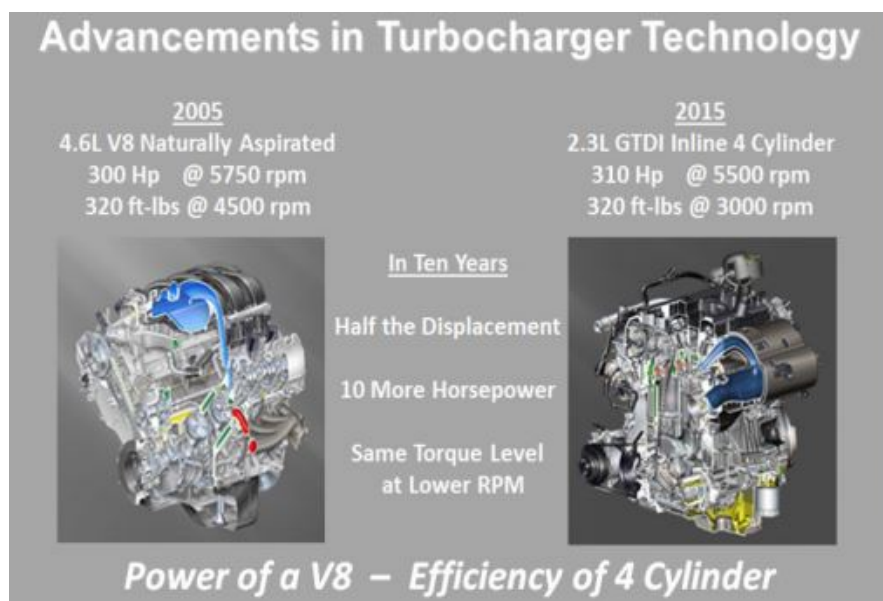
Aby bylo možné řešit problematiku týkající se hluků v turbodmychadlech, je nutné si nejprve vysvětlit a popsat, o jakou součást se jedná, k čemu slouží, na jakém principu funguje a proč je natolik důležitá.

Turbodmychadla hrají velmi důležitou roli u spalovacích motorů, a to nejen v automobilním průmyslu, ale jsou také součástí například lodních motorů, vlaků a v některých případech dokonce i motorů letadlových.

Spalovací motor, který ve válci spálí směs paliva a vzduchu pod určitým tlakem, převede tuto energii na energii mechanickou, tedy rozpohybuje píst ve válci. Problémem však je, že zbylé spaliny, které mají stále vysokou teplotu přibližně o hodnotách 820–1050°C, a tedy stále vysoký energetický potenciál ve formě entalpie, putují výfukovým systémem do ovzduší, aniž by byly nadále využity [1]. V důsledku toho se především vznětové motory často potýkaly s emisními problémy ohledně výfukových spalin, protože tyto motory musely být o mnoho objemnější, a tedy spálit větší množství paliva než motory zážehové, aby mohl být jejich výkon uspokojivý. Právě pro tyto důvody se do těchto motorů instaluje jedno nebo i více turbodmychadel, jejichž hlavním úkolem je využít spaliny z motoru k pohánění turbodmychadla, které je pak schopno dopravit do motoru čistý vzduch. Tím, že se do spalovací komory dostane větší množství vzduchu, na který se potom může palivo vázat, dojde potom k tomu, že je palivo ve válci smícháno se vzduchem při mnohem větším tlaku než při absenci turbodmychadla a čím větší tlak ve spalovací komoře je, tím větším výkonem motor disponuje.

Protože se díky turbodmychadlům výkon motoru zvýší, tento jev bude mít samozřejmě vliv také na emise. Díky turbodmychadlům se mohly začít vyrábět motory o menších objemech, které disponovaly stejným či dokonce vyšším výkonem oproti motorům s absencí turbodmychadel. Menší objemy válců a tedy motorů, které disponují větší účinností právě díky turbodmychadlům, se tak projeví jak na nižší spotřebě, tak na celkově nižší hmotnosti motoru. Automobily pak byly celkově mnohem lehčí, což taktéž přispívalo nejen k nižší spotřebě paliva, ale také třeba ke kratší brzdné dráze nebo menšímu opotřebení některých součástí aut.

Obrázek 1-1 poukazuje na vzniklý pokrok právě díky využití turbodmychadla u automobilky FORD [44]. Lze vidět, že nový čtyřválcový 2,3 litrový motor disponuje vyšším výkonem a stejným kroutícím momentem, avšak při menších otáčkách motoru, než je tomu u 4,6 L motoru.



Obr. 1-1 Specifické výkonnostní výhody motorů s turbodmychadlem [29].

## 1.1 Turbodmychadlo zblízka

I přesto, že na dnešním trhu najdeme mnoho typů turbodmychadel od různých světoznámých výrobců, jako jsou například u většiny automobilů BorgWarner [13], Garrett Motion [14], u lodních motorů například společnost MAN [17], tak hlavní součásti turbodmychadel jsou zachovány. Mezi tyto součásti patří především turbínová, kompresorová a ložisková skříň.

### 1.1.1 Turbínová skříň

Turbínová skříň je vyráběna z litiny a je zde uloženo turbínové kolo, které je fixováno na hřídel. Tato hřídel je dále spojena s kompresorovým kolem. Pro výrobu turbínového a kompresorového kola se pak využívají slitiny hliníku. Na lopatky turbínového kola působí proudící výfukové spaliny a dochází tak k roztočení samotné hřídele pomocí tlaku, který vznikne kumulací spalin v turbínové skříni.

### 1.1.2 Ložisková skříň

Ložisková skříň se nachází mezi turbínovou a kompresorovou skříní a nejčastěji disponuje dvěma typy kluzných ložisek, které mají za úkol nejen přenášet kroutící moment hřídele, která u běžných automobilů rotuje rychlostí více než 200 tisíc otáček za minutu [21], ale také odolávat různým posuvům a pulzům. Prvním typem je axiální kluzné ložisko, které přenáší axiální posuv. Jelikož působením spalín na turbínové kolo dochází k radiálním posuvům, druhým typem tak musí být kluzné radiální ložisko [2]. Výrobce Garrett Motion [14] však často namísto ložisek kluzných instaluje ložiska kuličková, dle jejich výpočtů a měření mají kuličková ložiska schopnost dosáhnout maximální rotace až o 15 % rychleji [3]. Součástí ložiskové skříně jsou také mazací kanálky, kterými proudí mazací olej pro správný chod ložisek.

### 1.1.3 Kompresorová skříň

Stejně jako turbínová, tak i kompresorová skříň se vyrábí z různých litin. Vstupem kompresoru pak proudí čistý vzduch, jenž dále putuje k lopatkám kompresorového kola, které je v této skříní uloženo. Rotující kompresorové kolo nashromáždí čistý vzduch do difuzoru, v němž dochází k přeměně proudícího vzduchu na statický tlak [2], kterým následně vyplní prostor podobný tvaru spirály. Z této spirály nakonec putuje stlačený vzduch přímo do motoru pod tlakem vyšším, než je tlak atmosferický.

## 1.2 Typy turbodmychadel

Vzhledem k míře využití se budu zabývat nejvíce turbodmychadly osobních automobilů. Avšak protože jsou turbodmychadla v současnosti využívána v tak širokém odvětví, považuji tedy za vhodné se zmínit i o ostatních typech turbodmychadel, a to jak z hlediska jejich konstrukce, tak především z pohledu vzniku zvuků, které se svou charakteristikou velmi liší právě v závislosti na typu této součásti.

### 1.2.1 Turbodmychadla osobních automobilů

U většiny dnešních automobilů se setkáváme s motory, které pracují s tzv. jednostupňovými turbodmychadly. Na trhu však existují i motory, které využívají dvě shodná turbodmychadla, ty jsou pak nazývána jako Bi-Turbo nebo častěji Twin-Turbo. Pokud je však jedna z těchto součástí většího nebo naopak menšího objemu, tedy disponuje turbínovým kolem, kompresorovým kolem a jejich hřídelí o jiných rozměrech, hovoříme pak o motorech vybavenými dvoustupňovými turbodmychadly [1]. Hlavní náplní mé práce však není detailní popisování jednotlivých typů turbodmychadel v automobilech, z toho důvodu čtenáři přiblížím pouze ten nejzákladnější typ, což je turbodmychadlo jednostupňové.

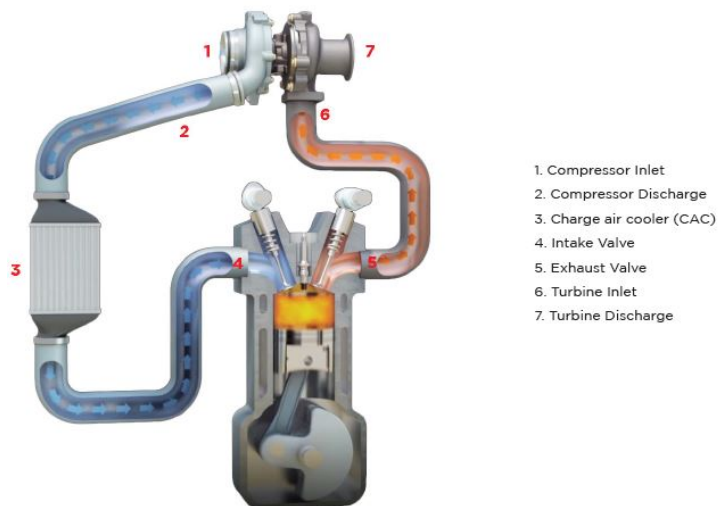
#### Jednostupňové turbodmychadlo

Jak již z názvu vyplývá, tento typ turbodmychadla se skládá z jednoho turbínového kola, kompresorového kola a hřídele, na které jsou tyto kola osazeny. Jednostupňové turbodmychadlo je také charakteristické svým kompresním poměrem, jenž nabývá hodnot do 2,5 [1].

Aby se však u moderních aut co nejvíce eliminovalo znečištění ovzduší výfukovými spalinami, z toho důvodu byl vynalezen mechanismus, který umožňuje část výfukových spalin nadále využít tak, že jsou přivedeny zpět do oběhu, kde jsou následně smíchány s čistým vzduchem a přivedeny do spalovací komory motoru. Tento mechanismus je známý pod označením EGR (exhaust gas recirculation) [4]. Aby se však předešlo nedokonalému spalování ve válci, je tento mechanismus ovládán EGR ventilem, který pouští do oběhu právě takové množství spalin, aby bylo zaručeno dokonalé spalování.



Funkce jednostupňového turbodmychadla je znázorněna na Obr. 1-2. Oblastí s modrými šipkami proudí vzduch z kompresoru skrze vzduchový filtr do spalovací komory motoru, kde je smíchán s palivem pod určitým tlakem. Následně dojde ke vznícení paliva. Spaliny, které tímto procesem vzniknou pak proudí do turbínové části turbodmychadla, kde roztočí samotný rotor a poté odchází výfukovým systémem pryč.



Obr. 1-2 Jednostupňové turbodmychadlo od společnosti Garret Motion [3].

### 1.2.2 Turbodmychadla lodních a vlakových dieselových motorů

Turbodmychadla jsou velmi rozšířená také v jiných odvětvích dopravních prostředků. Jedno z mnoha využití najdeme například u lodních motorů. V dnešní době jsou turbodmychadla součástí většiny lodních motorů od lodí menšího charakteru až po velké nákladní lodě. Součástí turbodmychadla lodního motoru a princip fungování je obdobný, jako je tomu u turbodmychadel v osobních automobilech. To však nelze říct o jeho rozměrech. Například lodní motor MAN B&W S60MC6 disponuje šesti válcovým motorem, kde každý z válců má v průměru 60 cm a výkon každého z válců dosahuje více než 10 000 kW přibližně při 100 min<sup>-1</sup> [15]. To se samozřejmě odrazí i na množství spáleného paliva a také spalin, které vychází výfukovým systémem ven. Je tedy jasné, že turbodmychadlo v tomto případě bude poháněno větším množstvím spalin a také bude muset dopravit daleko větší množství vzduchu do spalovací komory. To je důvod, proč jsou turbodmychadla lodních motorů daleko větší, než je tomu u automobilů. Dalším rozdílem je rychlost rotace rotoru turbodmychadla, která se u větších lodí pohybuje v řádů desítek tisíců. Například zmiňovaný motor disponuje turbodmychadlem, jehož pracovní otáčky jsou přibližně do 14 000 min<sup>-1</sup> [15].

Turbodmychadla se využívají také například jako součást dieselových vlakových motorů, pomocí kterých jsou lokomotivy schopny dosáhnout většího výkonu a nižší spotřeby, což je při vlakovém transportu klíčové. Rotující části turbodmychadel moderních lokomotiv jsou schopny rotovat rychlostí do  $40\,000\text{ min}^{-1}$  [18]. Jedná se totiž o rozměrnější turbodmychadla, která pohánějí motory o výkonu více jak  $2\,000\text{ kW}$  [18].

Každé z turbodmychadel, které jsem zde zmínil, se od sebe něčím liší. Většinou jsou zde největší rozdíly v rozměrech samotných součástí a s tím související pracovní otáčky jak motoru, tak turbodmychadla, která však ve skutečnosti pracují s mnohem většími průtoky vzduchu a tlakem. Všechny tyto rozdíly pak budou mít vliv při vzniku zvuků, které se budou generovat během toho, co součást bude konat svou práci. Touto problematikou se budu podrobněji zabývat v kapitole páté.



Obr. 1-3 Ukázka lodního turbodmychadla [47].

## 2 ZVUK

Ještě, než se podrobněji zaměřím na téma zvuků, ale především hluků vznikajících právě v turbodmychadlech, je třeba čtenáře nejprve obeznámit s tím, jak je vlastně zvuk charakterizován a jaký je rozdíl mezi zvukem a hlukem. Právě tyto otázky se budu snažit zodpovědět v této kapitole.

### 2.1 Charakteristika zvuku

Zvukem nazýváme typ mechanického kmitání částic pružného prostředí v oblasti tzv. slyšitelného spektra, jehož rozsah je u člověka v rozmezí mezi 20 až 20 000 kmitů za sekundu neboli 20 Hz až 20 kHz [7]. Takto kmitající částice vytváří akustické vlnění, které se nadále šíří prostorem určitou rychlostí. Rychlost zvuku ( $c$ ) pro vzduch nabývá hodnot přibližně 340 m/s (v závislosti na teplotě), kapaliny pak mezi 1000 až 1500 m/s (vodou 1440 m/s) a pevnými látkami v rozmezí od 40 do 6000 m/s [6]. Lze tedy upozorovat, že rychlost zvuku je závislá také na hustotě prostředí. V ocelové konstrukci se tak zvuk bude šířit rychleji, protože částice uvnitř oceli jsou vůči sobě v daleko větší blízkosti.

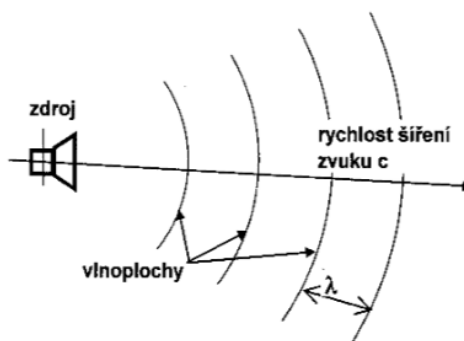
Látka	$\frac{v}{\text{m} \cdot \text{s}^{-1}}$	Látka	$\frac{v}{\text{m} \cdot \text{s}^{-1}}$
Oxid uhličitý	260	Mořská voda	1 500
Kyslík	317	Kaučuk	40
Vzduch 0 °C	331	Korek	500
Dusík	336	Olovo	1 300
Vzduch 20 °C	343	Ebonit	1 570
Vodní pára	405	Beton	1 700
Svítlplyn	453	Střebro	2 700
Helium	971	Platina	2 800
Vodík	1 270	Led	3 200
Diethylether	1 020	Mosaz	3 400
Benzín	1 170	Dřevo bukové, dubové	3 400
Methanol	1 240	Měď	3 500
Rtuť	1 400	Cihly	3 600
Voda 4 °C	1 400	Ocel	5 000
Voda 13 °C	1 440	Hliník	5 100
Voda 25 °C	1 500	Sklo	5 200

Tab. 2-1 Závislost rychlosti šíření zvuku ve vzduchu na teplotě [6].

### 2.1.1 Šíření akustických vln

U akustických vln nacházejících se v homogenním izotropním prostředí, kterými se zvuk šíří, nedochází k tomu, že by se částice po směru vlnění pohybovaly. Namísto toho částice setrvávají na svých rovnovážných polohách, kolem kterých pouze kmitají [7]. Kmitáním a také šířením akustických vln následně dochází k přenosu energie, o čemž se však budu zmiňovat později. Podle směru, ve kterém tyto částice kmitají pak rozdělujeme vlnění na podélné nebo příčné. Podélným vlněním je nazýván jev, při kterém částice kmitají ve směru šířící se vlny. Příčné vlnění pak nastává, pokud je směr kmitajících částic kolmý na směr vlnění. Princip vlnění pak vychází z problematiky jednoduchého kmitání hmotného bodu například pomocí pružiny.

U plynů kapalin se vyskytuje pouze podélné vlnění, a to z toho důvodu, že jsou tyto látky pružné pouze ve smyslu objemové stlačitelnosti. U pevných látek se pak může vyskytovat jak podélné, tak příčné vlnění, protože jsou pružné v tahu, tlaku a také smyku [7]. Akustické vlny putují daným prostorem v tzv. vlnoplochách, které jsou charakteristické tím, že v každém bodě dané vlnoplochy pro daný čas mají stejný akustický stav. Směr vlnění je pak orientován vždy od zdroje zvuku.



Obr. 2-1 Šíření zvuku od zdroje ve formě vlnoploch [7].

### 2.1.2 Vlnová délka

Vlnová délka je vzdálenost, kterou vlna urazí za dobu jednoho kmitu (T). Pro oba body, mezi kterými se vlnová délka měří, musí platit stejný akustický stav v daném čase [7]. Vlnová délka je stejně tak zobrazená na Obr. 2-2 v kapitole 2.1.3.

Vztah pro výpočet vlnové délky:

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (3.3)$$

### 2.1.3 Frekvence

Dalším velmi důležitým pojmem v oblasti akustiky, který také charakterizuje zvuk, je nazýván kmitočtem neboli frekvencí. Jedná se o počet kmitů, které hmotný bod vykoná za jednu sekundu.

Frekvence je definována vztahem

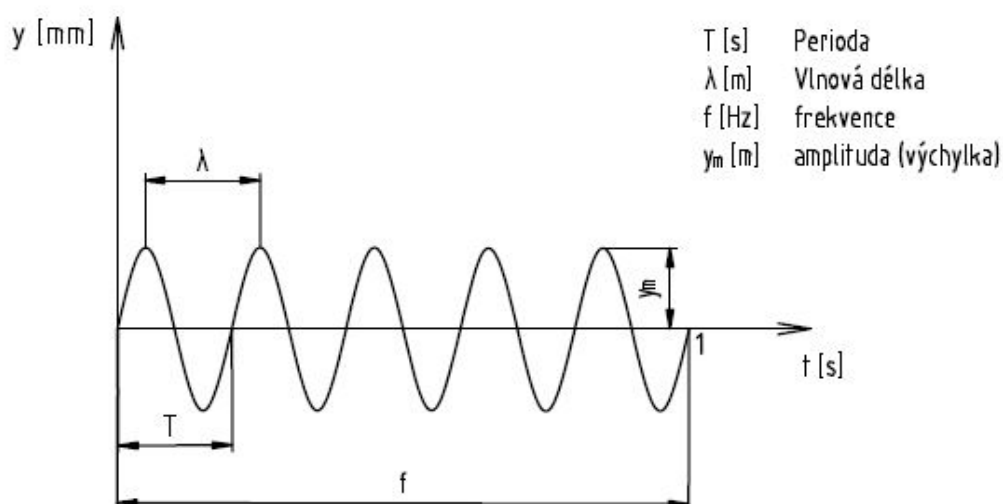
$$f = \frac{1}{T}, \quad (3.1)$$

přičemž  $T$  je perioda.

Pro úhlovou rychlost platí vztah

$$\omega = 2\pi f \quad (3.2)$$

Na Obr. 2-2 je vidět, že vlnění má v tomto případě frekvenci  $f = 5$  Hz.



Obr. 2-2 Grafické zobrazení vlnění s popisky [foto autor].

### 2.1.4 Energie kmitajícího bodu

Jak již bylo zmíněno výše, při kmitání hmotného bodu dochází k přenosu energie. Tato energie se rozděluje na dvě části. Energie potenciální souvisí s polohou pevného bodu, kinetická pak závisí především na rychlosti. U netlumených kmitů se při výpočtu řídíme zákonem zachování energie, jehož součet potenciální a kinetické energie je konstantní.

Pro sestavení rovnice jednotlivých typů energií je třeba nejprve stanovit pohybovou rovnici hmotného bodu. K tomu lze využít princip závaží zavěšeného na pružině, tedy jednoduchého oscilátoru.

Pohybová rovnice má pak tvar

$$y = y_0 \cdot \sin(\omega_0 \cdot \tau + \varphi_0), \quad (3.4)$$

Kde  $y_0$  je vlastní amplituda výchylky,

$\omega_0$  vlastní úhlový kmitočet,

$\tau$  je čas a

$\varphi_0$  vlastní fázový úhel.

Vztah 3.4 vychází z řešení následující diferenciální rovnice

$$m \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial \tau^2} + k \cdot y = 0, \quad (3.5)$$

Přičemž  $m$  náleží hmotnosti bodu a

$k$  tuhosti pružiny.

Výpočet potenciální energie je

$$E_p = \int_0^y F \cdot dy = \int_0^y m \cdot \omega^2 \cdot y \cdot dy, \quad (3.6)$$

Kde  $F$  je síla v pružině ( $F = k \cdot y$ ).

Integrací výrazu pak získáme výsledný vztah pro potenciální energii kmitajícího bodu

$$E_p = \frac{1}{2} m \cdot y_0^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin^2(\omega \cdot \tau + \varphi_0). \quad (3.7)$$

Kinetickou energii ( $E_k$ ) lze určit podobně. Využijeme k tomu vzorec

$$E_k = \frac{1}{2} m v^2. \quad (3.8)$$

Rychlost hmotného bodu ( $v$ ) zjistíme pomocí derivace rovnice (3.4) podle času

$$v = \frac{\partial y}{\partial \tau} = y_0 \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot \tau + \varphi_0). \quad (3.9)$$

Vztah pro kinetickou energii lze tedy zapsat jako

$$E_k = \frac{1}{2} m \cdot y_0^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos^2(\omega \cdot \tau + \varphi_0). \quad (3.10)$$

Vztah celkové energie kmitajícího hmotného bodu pro netlumené kmitání ve výsledku vypadá

$$E_{celk} = E_p + E_k = konst. \rightarrow E_{celk} = \frac{1}{2} m \cdot y_0^2 \cdot \omega^2. \quad (3.11)$$

Teorie kmitání hmotného bodu na pružině je zde vysvětlena z toho důvodu, protože následné akustické vlnění vychází právě z tohoto principu.

### 2.1.5 Akustická rychlost

Jedná se o rychlost ( $v$ ), kterou částice prostředí kmitají. Tento pojem nelze zaměňovat s rychlostí šíření zvuku, protože velikost akustické rychlosti je o mnoho řádů menší [7].

Pro určení akustické rychlosti lze využít právě teorii kmitajícího hmotného bodu na pružině. Amplitudu výchylky ( $y$ ) však nahradíme akustickou výchylkou ( $u$ ). Získáme tedy tvar

$$u = u_0 \cdot \sin(\omega_0 \cdot \tau + \varphi_0), \quad (3.12)$$

kde  $u_0$  je amplituda akustické výchylky.

Akustická výchylka popisuje okamžitou vzdálenost kmitající částice od její rovnovážné polohy. Jestliže však potřebujeme zjistit, jaká je akustická výchylka ve vzdálenosti ( $x$ ) od počátku, musíme vzít v potaz fakt, že je tento děj opožděn právě o čas, který vyjadřuje tento potřebný čas pro uražení vzdálenosti ( $x$ ) [7]

$$\Delta \tau = \frac{x}{c}. \quad (3.13)$$

Zahrneme-li tento fakt do rovnice (3.12), získáme vztah pro výchylku kmitajícího bodu

$$u = u_0 \cdot \sin \omega \left( \tau \pm \frac{x}{c} \right). \quad (3.14)$$

Akustickou rychlost, stejně jako rychlost kmitajícího hmotného bodu pak získáme derivací, tentokrát však akustické výchylky podle času

$$v = \frac{\partial u}{\partial \tau} = u_0 \cdot \omega \cdot \cos \left[ \omega \left( \tau \pm \frac{x}{c} \right) \right]. \quad (3.15)$$

### 2.1.6 Akustický tlak

Akustický tlak je další veličinou, která má ve výsledku vliv například na to, zda je následné akustické vlnění slyšitelné třeba pro lidské ucho. Člověk je schopen vnímat vlnění o minimálním akustickém tlaku  $2 \cdot 10^{-5} Pa$ . Na rozdíl od akustické rychlosti je tlak jednodušší přesně změřit pomocí běžných měřidel.

Tímto pojmem se rozumí místa při šíření zvukových vln, kde se jednotlivé částice v důsledku kmitání buďto shlukují a hustota v tomto místě je proto větší (přetlak), nebo naopak vytváří větší mezery, přičemž dojde k menší hustotě částic (podtlak) v dané oblasti [7]. Součtem akustického tlaku a středního tlaku barometrického získáme tlak celkový

$$p_{celk} = p + p_b, \quad (3.16)$$

přičemž  $p$  označuje akustický tlak,

$p_b$  potom střední barometrický tlak ( $10^5 Pa$ ).

Jelikož se akustický tlak podobá svými fázemi akustické rychlosti, matematické vyjádření bude velmi podobné. Pro harmonický signál bude pak vypadat

$$p = p_0 \cdot \cos \left[ \omega \left( \tau \pm \frac{x}{c} \right) \right], \quad (3.17)$$

kde  $p_0$  je amplituda akustického tlaku.



### 2.1.7 Akustický výkon

Šířením akustických vln prostorem dochází mimo jiné k přenosu akustické energie. Množství energie, které projde za jednotku času pak nazýváme akustickým výkonem a množství akustické energie procházející jednotkou plochy nazýváme měrným akustickým výkonem [7].

Obeecný vztah pro měrný akustický výkon je

$$N = \frac{dW}{dS \cdot \cos \vartheta}, \quad (3.18)$$

kde  $W$  je akustický výkon,

$S$  plocha, kterou energie prochází a

$\vartheta$  úhel, který zvukový paprsek svírá s plochou „ $S$ “.

Vyjádříme-li akustický výkon jako součin síly a rychlosti, sílu pak jako součin tlaku a plochy, následně uplatníme znalosti pro akustickou rychlost a tlak, zjistíme, že měrný akustický výkon je vyjádřen jako součin okamžité akustické rychlosti a tlaku. Jelikož se akustický výkon s časem mění a je závislý na součinu okamžitého akustického tlaku a rychlosti, lze tento výkon nazývat jako výkon okamžitý. Měření tohoto výkonu je však poněkud nepraktické, protože se v akustice pracuje s hodnotami efektivními, nikoli průměrnými [7]. Z tohoto důvodu se zavedl pojem intenzita zvuku.

### 2.1.8 Měrná akustická impedance

Důležitým pojmem, který hraje velkou roli právě při navrhování tlumicích zařízení, je akustická impedance (akustický odpor). Jedná se o poměr akustického tlaku a rychlosti [7]. Tento pojem charakterizuje prostředí, kterým se zvuková vlna šíří. Pokud vlna narazí na prostředí s rozdílnou impedancí, nastane její částečné odrazení. Čím větší je impedance, tím větší nastane útlum vlivem odrazení.

Akustickou impedanci vypočteme jako

$$Z_a = \frac{p}{v}. \quad (3.19)$$

### 2.1.9 Hladina akustického tlaku

Tímto pojmem rozumíme veličinu, která popisuje sílu zvukového signálu. Zdravé lidské ucho je schopno zachytit zvukový signál o hodnotě  $20\mu\text{Pa}$ , což je  $5 \cdot 10^9$ krát menší, než je tlak barometrický. Zajímavé také je, že tato část lidského těla zvládá odolávat síle, která je až milionkrát větší [7].

Vztah pro hladinu akustického tlaku je následovný

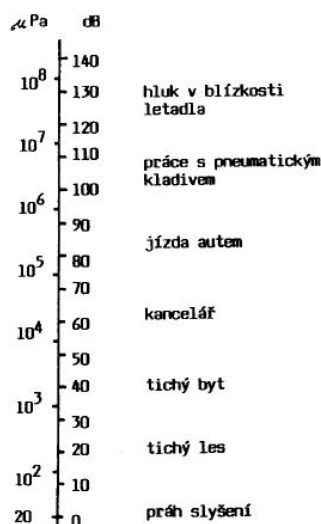
$$L_p = 20 \cdot \log \frac{p}{p_0}, \quad (3.29)$$

přičemž  $p$  je sledovaný akustický tlak a

$p_0$  pak referenční akustický tlak.

Jednotka hladiny akustického tlaku se neuvádí v [Pa], ale v [dB] hned ze dvou důvodů. Prvním důvodem je jednoduše přehlednost. Druhým a důležitějším je fakt, že lidské ucho není schopno zaznamenat změnu menší, než je právě 1 dB. Důležité však je, aby se při měření hladiny uváděl také kmitočet akustické vlny, bez něj by totiž tyto hodnoty neměly žádný význam (vysvětleno v kapitole 3.2.4) [7].

Na Obr. 2-3 je zobrazena logaritmická stupnice charakteristických hladin akustického tlaku pro různá prostředí. Nejnižší hodnotou je zde 0 dB, což odpovídá tlaku o  $2 \cdot 10^{-5}$  Pa [7].



Obr. 2-3 Hladiny akustického tlaku v různém prostředí [7].

## 2.1.10 Vážené filtry

V kapitole 2.1.6 jsme si vysvětlili význam hladiny akustického tlaku. Problém však nastává tehdy, potřebujeme-li jednoznačně změřit sílu signálu vůči lidskému sluchu. Sluch člověka totiž není schopen zachytit různé frekvence se stejnou citlivostí. Přesněji řečeno, pro malé (do 160 Hz), nebo naopak příliš vysoké frekvence je lidské ucho méně citlivé [8]. Z tohoto důvodu se jednotlivé výpočty korigují těmito filtry, které tento fakt zahrnují. Měřicí přístroje disponující váženými filtry lze potom poznat tak, že je u hodnoty hladiny akustického tlaku připsán patřičný index ( $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $G$ ,  $Z$ ) značící použitý vážený filtr. Nejčastěji se však při měření akustického tlaku využívá vážený filtr ( $A$ ), pomocí kterého se například koriguje hlučnost na pracovištích. Zapisuje se potom jako  $L_{pA}$ .

## 3 HLUK

### 3.1 Charakteristika hluku

Na rozdíl od zvuku, pro pojem hluk neexistuje jednoznačná definice, jelikož hluk jako jev samotný je považován za velmi subjektivní pojem. Není proto jednoduché s přesností určit, kdy přesně je zvuk považován za hluk. Hluk lze však definovat například jako zvuk, který na daného jedince působí nějakým způsobem negativně, až škodlivě. S hluky se v životě setkáváme denně a jsou doslova všude kolem nás. Jeho zdrojem tak může být cokoli od psaní na klávesnici, zapnuté běžící vrtačky, jedoucího auta až po hluk letícího letadla nebo start vesmírné rakety.

To, jak se jednotlivé hluky chovají, závisí především na prostředí a zdrojích hluku. Podle toho, jaký charakter tyto zdroje mají, je pak dělíme na dvě základní skupiny, které čtenáři přiblížím v následujících dvou podkapitolách.

### 3.2 Mechanické zdroje zvuku

Tímto zdrojem může být jakékoli těleso, které vykonává rotační nebo jinak opakující se pohyb (rotující hřídele, vlnící se plech atd). Při tomto pohybu dochází ke kmitání částic na povrchu součásti, které mají za následek přenos energie mezi touto součástí a okolím. Takto chovající se těleso generující vlnění jsme si již definovali jako akustický zářič.

#### 3.2.1 Zářič nultého řádu

Hlavní vlastností tohoto zářiče je schopnost vyzařování akustické energie do všech směrů rovnoměrně, a to právě ve tvaru kulových vlnoploch. Obecně si lze tento zdroj představit jako nehmotnou pulzující kouli o daném poloměru. Důležité je, že všechny body povrchu koule kmitají se stejnou fází [7]. V praxi se pak s tímto zářičem můžeme setkat například u volného konce výfukového potrubí [7].

Jak jsem již zmínil dříve, nejdůležitějšími parametry pro měření a vyhodnocování jsou právě akustický výkon a akustický tlak.

Obecný vztah pro akustický výkon hmotného bodu přenášený vlněním ve tvaru kulových vlnoploch je definován

$$W = p_{ef} \cdot v_{ef} \cdot S \cdot \cos \varphi, \quad (4.1)$$

kde  $p_{ef}$  je efektivní hodnota akustického tlaku,

$v_{ef}$  efektivní hodnota rychlosti,

$S$  plocha povrchu zářiče a

$\varphi$  fázový úhel mezi tlakem rychlosti.

Konečný výpočet akustického výkonu pro zářič 0. řádu:

$$W = v_{ef}^2 \cdot \rho \cdot c \cdot S \cdot s, \quad (4.2)$$

Kde  $s = \frac{(k \cdot R)^2}{1 + (k \cdot R)^2}, \quad (4.3)$

$$v_{ef} = \frac{V}{4\pi \cdot R^2}, \quad (4.4)$$

přičemž  $s$  je činitel vyzařování,

$k$  vlnové číslo,

$R$  poloměr zářiče a

$V$  objemové množství proudícího vzduchu.

Vztah pro akustický tlak pro tento zářič je zapisován jako

$$p = \rho \cdot \omega \cdot \frac{v_{0\max} \cdot R^2}{x \sqrt{1 + \left(\frac{\omega \cdot R}{c}\right)^2}} \cdot \sin \omega \cdot \left( \tau - \frac{x - R}{c} \right), \quad (4.5)$$

kde  $v_{0\max} = -\frac{A}{R^2} \sqrt{1 + \left(\frac{\omega \cdot R}{c}\right)^2}$  je amplituda rychlosti kmitání a  $(4.6)$

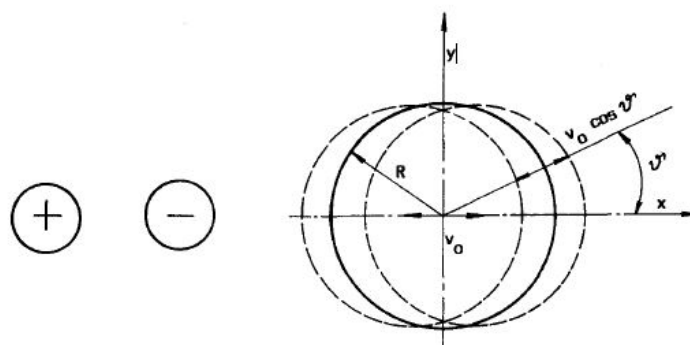
$A$  je integrační konstanta.

Pro úplné odvození vztahu (4.2) a (4.5) doporučuji literaturu 7, str. 202-206.

### 3.2.2 Zářič prvního řádu

Na rozdíl od zářiče nultého řádu, tento typ zářiče již není schopen vyzařovat akustickou energii různými směry rovnoměrně. Model lze pak popsat jako nehmotnou kouli, která kmitá podél některé z os [7]. Příklad zářiče prvního řádu může být jakékoli těleso kmitající právě v jedné z os.

Akustický výkon a tlak se v tomto případě řeší obdobně jako u řádu nultého, avšak účinek jednoho zdroje jednoduše nahradíme účinky dvou zdrojů nultého řádu, přičemž tyto zdroje kmitají s fázovým posunutím  $\varphi = \pi$  [7].

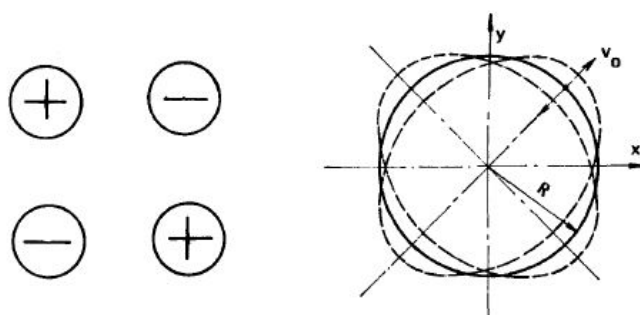


Obr. 3-1 Zářič 1. řádu a jeho náhrada dvěma zářiči nultého řádu [7].

### 3.2.3 Zářič druhého řádu

Modelem zářiče druhého řádu je opět nehmotná koule, tentokrát však koná kmitavý, ale rotační pohyb právě kolem jedné osy.

Pro výpočet akustického výkonu a tlaku se uplatňuje fakt, že akustické pole nultého řádu je nahraditelné čtyřmi zářiči akustického pole řádu druhého [7]. Celková účinnost vyzařování zářiče 2. řádu je však ve skutečnosti nižší, oproti řádu prvnímu.



Obr. 3-2 Zářič 2. řádu a jeho náhrada čtyřmi zářiči 0. řádu [7].

## 3.3 Aerodynamické zdroje zvuku

Druhý typ hluku vzniká prouděním tekutin prostředím nebo obtékáním proudů tekutin okolo různých těles. Na rozdíl od mechanického zdroje hluku, v tomto případě je zdrojem samotný turbulentní proud tekutiny. Velmi důležitou roli při proudění vzduchu a následném vzniku zvuku hraje tzv. turbulentní proudění. Jedná se o proudění, kde se jednotlivé proudnice protínají a dochází v proudě ke vzniku vírů.

### 3.3.1 Vznik hluku při výtoku vzduchu

Proudění vzduchu tryskou generuje hluk, jehož akustický výkon je popsán vztahem

$$W = K \cdot \rho_0 \cdot w_0^8 \cdot c^{-5} \cdot D_0^2, \quad (4.7)$$

kde  $\rho_0$  je střední hustota vzduchu nebo tekutiny,

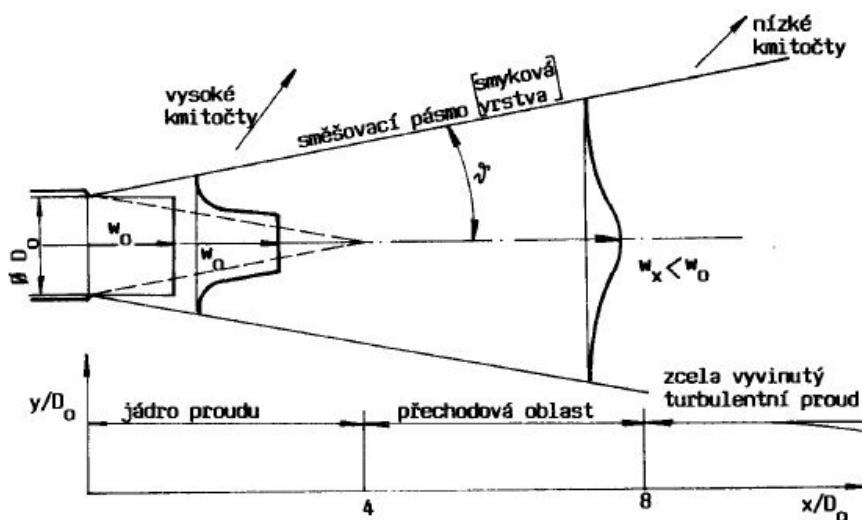
$w_0$  rychlost vzduchu při výtoku z trysky,

$K$  koeficient úměrnosti (nabývá hodnot  $3,5 \cdot 10^{-5} - 7 \cdot 10^{-5}$ ) a

$D_0$  je průměr trysky.

Akustický výkon vzduchem protékající tryskou je závislý nejen na popsanych veličinách pro (4.7), ale také na Machově čísle (Ma), jenž je dáno jako poměr rychlostí proudění a rychlosti zvuku. Je dokázáno, že při Machově hodnotě větší než 0,8 charakterizuje akustický výkon právě 8. mocnina rychlosti proudícího vzduchu. Pokud je však tato hodnota nižší, klesá i jeho exponent [7].

Obr. 3-3 pak zachycuje proudění vzduchu tryskou, kde jsou mimo jiné znázorněny dvě frekvenční oblasti. V části jádra proudu je generován zvuk o vysokých frekvencích, naopak v části zatopeného proudu<sup>a</sup> se nachází pásmo nízkofrekvenční. Z toho plyne, že největší akustická energie je právě v oblasti jádra proudu. Co se akustického výkonu týče, jeho maximální hodnoty se nachází pod úhlem 45° (na Obr. 3-3 značeno  $\theta$ ). Tento fakt se mimo jiné zvažuje při řešení hluků na letištích vzhledem k tryskovým motorům letadel [7].



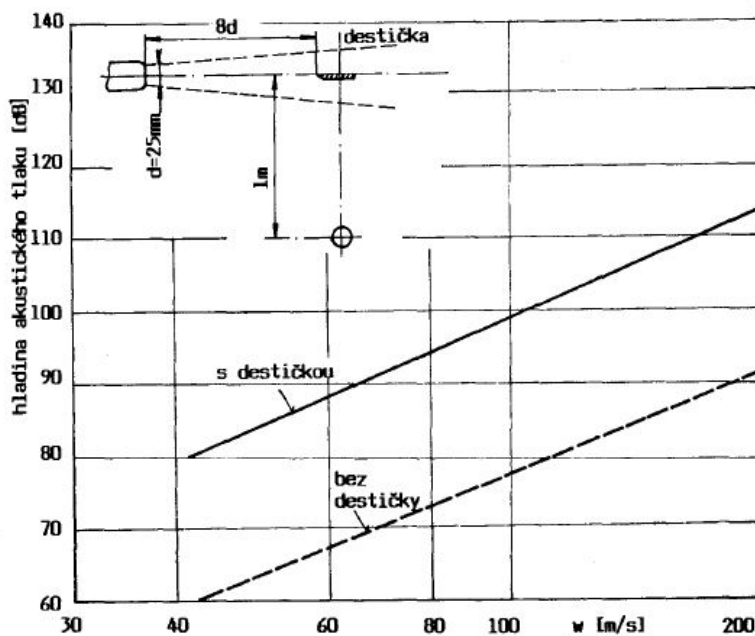
Obr. 3-3 Aerodynamické schéma zatopeného proudu [7].

<sup>a</sup> Jedná se o proud vzduchu nebo kapaliny, jehož fyzikální vlastnosti se shodují s okolním vzduchem.

### 3.3.2 Vznik hluku obtékáním těles

Dalším případem je proud vzduchu obtékající těleso, které má za následek vznik zvuku. Tento jev lze názorně popsat při obtékání válce vzduchem. Při nestabilním proudění dochází za obtékaným válcem k víření vzduchu, který vzniká utržíváním proudu od obtékajícího tělesa [7]. Tento jev se nazývá Karmánova vírová cesta. Právě při tomto ději dochází k fluktuaci<sup>b</sup> tlaku, který má za následek pomocí dipólového charakteru (odpovídá chování zářiče 1. řádu) přeměny patřičné energie na energii akustickou [7]. Nastane-li však proudění turbulentní, které generuje zvuk i v případě, že je zde absence obtékajícího tělesa, nastane při obtékání tělesa nárůst akustické energie, a to v důsledku fluktuace setrvačných sil.

Podobně se proudění bude chovat při obtékání desky. Na obrázku 3-4 lze vidět, jaký rozdíl nastane v akustickém tlaku v případě, že do proudu vzduchu tryskou vložíme desku. Hladina akustického tlaku při vložení desky nabude hodnot přibližně o 20 dB vyšších.



Obr. 3-4 Celková hladina akustického tlaku trysky po vložení destičky ve vzdálenosti 1 m od osy proudu vzduchu [7].

<sup>b</sup> Fluktuací tlaku rozumíme kolísání hodnoty tlaku kolem jeho střední hodnoty.

### 3.4 Vliv hluku na člověka a zvířata

Působení hluku na člověka je bráno spíše jako déle trvající jev, kterému často následuje mimo jiné špatná nálada, únava nebo třeba bolest hlavy. Jsou však případy, kdy při dlouhodobém vystavování se hlukům o vyšších hladinách akustického tlaku dochází k vážnému poškození sluchu nebo dokonce jeho nevratné ztráty. Bylo zjištěno, že lidé obsluhující dieselové lokomotivy mají po 18 letech práce v tomto prostředí výrazně zhoršený sluch [46]. Hlavními parametry charakterizující účinek hluku jsou jeho intenzita, hladina akustického tlaku a také frekvence, při které se vyskytuje. Měření hluku se provádí pomocí mikrofónů, které mají schopnost tuto intenzitu snímat. Pro následné zhodnocení působení hluku na lidský sluch se naměřený zvuk porovnává s hladinou akustického tlaku korigovaného pomocí filtru A, což je míra hluku, která svými útlumovými charakteristikami odpovídá citlivosti sluchu zdravého člověka. Světová zdravotnická organizace stanovila mez 85 dB [42], od které se již hluk stává pro člověka nebezpečným. V průběhu mé práce lze však velmi často narazit i na mnohem vyšší hodnoty přesahující dokonce 100 dB akustického tlaku, jasným důkazem tomu jsou hluky vznikající například u turbodmychadel lodních motorů nebo motorů vlakových.

Má práce pojednává o hlucích, které vznikají v turbodmychadlech, ty se ve velké míře nachází mimo jiné právě v osobních automobilech. Považuji tedy za velmi důležité zdůraznit také fakt, že lidé velmi často převážejí v autech své domácí mazlíčky. Jak jsem již zmínil, slyšitelné spektrum člověka se zdravým sluchem se pohybuje přibližně od 20 Hz po 20 kHz [7]. Obecně známým faktem však je, že zvířata jako jsou kočky domácí nebo například psi, mají několikanásobně širší spektrum slyšitelnosti a vynikají především ve schopnosti zaznamenat hluk o mnohem vyšších frekvencích. Pes se zdravým sluchem dokáže reagovat na frekvence v rozmezí přibližně 40 Hz až 45 kHz, kočka dokonce 64 kHz [9]. Z tohoto důvodu je nutno při následném řešení potlačení hluků brát v potaz i takto vysoké frekvence, které člověk již neslyší, ale pro našeho domácího mazlíčka to může znamenat velmi bolestivou zkušenost.

V seznamu příloh (příloha 1) je pak vložený graf, který zobrazuje slyšitelná spektra dalších živočichů. Úsečky, jež jsou označeny tence, charakterizují spektrum slyšitelnosti jednotlivých živočichů při 60 dB. Linky vyznačené tlustou čarou pak při hladině akustického tlaku 10 dB. Symbol „?“ u holuba označuje fakt, že se doposud nezjistila přesná spodní hranice jeho slyšitelnosti.



## 4 TURBODMYCHADLA Z HLEDISKA HLUKU

Turbodmychadla, jakožto součásti většiny dopravních prostředků, jsou ve velké míře zdroji různých typů zvuků. Děje se tomu tak právě z toho důvodu, protože zde dochází k proudění vzduchu a jsou zde také součásti, které přenášejí kinetickou energii proudění vzduchu na energii mechanickou a zase zpět. Především součásti, které mají schopnost přenášet tuto energii, jako je turbínové kolo, hřídel, kolo kompresorové a uložení hřídele, rotují, jak jsem již zmínil, například u osobních automobilů rychlostí vysokou více než 200 tisíc otáček za minutu [21]. Není proto pochyb, že všechny tyto součásti se budou mimo jiné určitým způsobem podílet na vzniku hluku. Vzhledem k tomu, že tyto zvuky vznikající právě v turbodmychadlech putují skrze přilehlé části (například filtr pevných částic, intercooler, katalyzátor aj.) do rámu dopravního prostředku a následně do kabiny řidiče (hovoříme-li o osobních automobilech nebo nákladních vozidlech), případně do okolí vozidla, stávají se tyto zvuky pro nás nežádoucí.

Velkou roli při šíření hluku hraje samotný typ vozidla. Každé vozidlo se nějakým způsobem liší svou konstrukcí, typem materiálu, velikostí rozložením součástí nebo například tuhostními koeficienty jednotlivých komponent. Tyto vlastnosti mají ve výsledku značný vliv na to, v jaké míře se tyto hluky budou chovat, jak vysoká bude jejich hladina akustického tlaku nebo jejich frekvenční rozsah. Často se tak může stávat, že například v jednom typu automobilu se některý z hluků bude vyskytovat velmi zřetelně, zatímco v jiném typu tento hluk nepůjde téměř slyšet nebo dokonce se zde vůbec vyskytovat nebude. To, jaké typy hluků mohou turbodmychadla generovat, se budu snažit vysvětlit v následující kapitole.

### 4.1 Mechanický původ hluků v turbodmychadlech osobních automobilů

Hluky tohoto původu vznikají v důsledku pohyb konajících součástí, které jsem přiblížil v kapitole 4.2. V případě turbodmychadel je jasně nejdominantnějším pohybem především rotace rotoru a také ložisek. V oblasti hluků mechanického původu budeme hovořit o hlucích typu „Unbalance whistle“, „Crackling noise“, „Wear noise“, „Constant tone“ a „High-order harmonic noise“ [1]. Všechny vyjmenované typy hluků se šíří výfukovým potrubím skrze katalyzátor, filtr pevných částic a tlumič výfuku až do rámu vozidla a kabiny řidiče nebo okolí vozidla [1]. Hluky jsou také zodpovědné za vzrušení přilehlých součástí turbodmychadla, které jsou naladěny na stejné frekvenci, v důsledku čehož pak dochází k dominovému efektu šíření hluků. Velkou část těchto hluků lze považovat za indikátor toho, že něco v turbodmychadle není v pořádku a je třeba patřičně zasáhnout. Jasným příkladem tomu je například hluk typu „Unbalance whistle“ nebo „Wear noise“. O těchto a dalších hlucích se budu zabývat v následující části.

#### 4.1.1 Hluk typu „Unbalance whistle“

Jedná se o synchronní, lidským sluchem dobře slyšitelný hluk o charakteristickém frekvenčním rozsahu mezi 1 200 až 4 500 Hz. Tento hluk se nejčastěji objevuje mezi 1 500 a 3 500 min<sup>-1</sup> druhého rychlostního stupně u většiny osobních automobilů [1]. Příčinou samotného vzniku je odchylka ve vyvážení rotoru (část turbodmychadla skládající se z turbínového kola a hřídele), která vzniká postupným opotřebením, ať už v důsledku stáří nebo nevhodného zacházení s turbodmychadlem (častá prudká akcelerace ještě nezahřátého turbodmychadla). Takto vzniklá odchylka má za následek generování nežádoucí síly působící na rotor, přičemž je tato síla závislá na rychlosti otáčení rotoru [10]. Kromě hluku takto vzniklého je zde taky nebezpečí poškození turbodmychadla. Při větší míře nevyváženosti budou vzniklé síly natolik veliké, že může dojít k poškození ložiskového uložení a následně k zadření celého mechanismu.

Vztah pro výpočet síly od nevyvážených hmot je definován jako

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2, \quad (5.1)$$

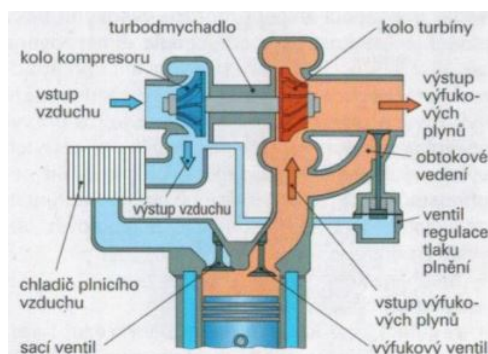
kde  $m$  je hmotnost rotoru,

$r$  vzdálenost mezi vzniklou výchylkou a středem otáčení a

$\omega$  rychlost otáčení hřídele.

#### 4.1.2 Hluk typu „Crackling noise“

Jedná se o asynchronní hluk připomínající kovové praskání o frekvenčním rozsahu 7 až 15 kHz [1]. Tento zvuk vzniká v turbodmychadlech, které jsou vybaveny ventilem regulace tlaku plnění<sup>c</sup>. Jeho zdrojem je právě přítomnost tohoto ventilu, který se vlivem prouděním spalin chvěje vzhledem ke svému středu. Frekvence hluku je pak závislá na tom, v jak velké míře je ventil pootevřený, a tedy jak velké množství spalin pouští do turbínové skříně.

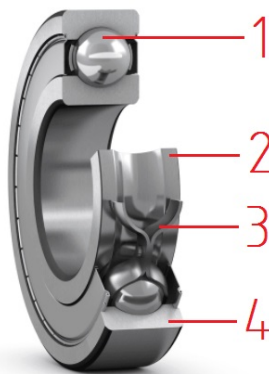


Obr. 4-1 Schéma turbodmychadla s WG ventilem [48].

<sup>c</sup> Ventil regulace tlaku plnění (waste gate), se nachází v obtokovém vedení. Jeho hlavním úkolem je regulovat množství spalin proudících turbínovým kolem a tím i snížit příliš vysoké otáčky rotoru.

### 4.1.3 Hluk typu „Wear noise“

Tímto asynchronním typem hluku o vysokých frekvencích trpí turbodmychadla, která využívají pro přenos rotačního pohybu právě kuličková nebo valivá ložiska. Hluk v tomto případě vzniká v důsledku opotřebení jednotlivých částí ložisek. Přesněji řečeno, frekvence a celkový charakter hluku jsou závislé na tom, jaká část ložiska je opotřebována (Obr. 4.2) a podle toho si také jednotlivé hluky rozdělíme podobně jako tomu je v literatuře 1.



Obr. 4-2 SKF kuličkové ložisko. 1–kulička, 2–vnitřní kroužek, 3–klec, 4–vnější kroužek [49].

- a) Frekvence zvuku ložiskových kuliček přejíždějící poškozený vnitřní kroužek – tato frekvence hluku (bpfi) souvisí s opotřebením stykové plochy vnitřní části kroužku ložiska. Při přenášení kroutícího momentu tyto ložiskové kuličky nebo válečky přejíždějí po vzniklých nerovnostech kroužku, čemuž následuje vznik příslušné frekvence hluku.

Výpočet frekvence tohoto typu má tvar

$$bpfi = Z \cdot \frac{N}{2} \cdot \left( 1 + \frac{d}{D_p} \cdot \cos \theta \right), \quad (5.2)$$

Kde  $Z$  značíme jako počet ložiskových kuliček nebo válečků,

$N$  je rychlost rotace ložiska a

$d$  pak průměr kuličky ložiska nebo válečku.

$D_p$  značí průměr ložiska (procházející středy kuliček) a

$\theta$  je stykový úhel mezi kuličkou (válečkem) a kroužkem.

- b) Frekvence zvuku ložiskových kuliček přejíždějící poškozený vnější kroužek – stejně jako v předchozím případě i tady vzniká hluk v důsledku opotřebení, tentokrát však vnitřní části vnějšího kroužku. Touto frekvenci budeme značit jako (bpfo).

Vztah pro (bpfo) bude následující

$$bpfo = Z \cdot \frac{N}{2} \cdot \left( 1 - \frac{d}{D_p} \cdot \cos \theta \right). \quad (5.3)$$

- c) Frekvence zvuku přejíždění po obou kroužcích – značeno jako (2bsf), charakterizuje frekvenci hluku vzniklou opotřebením vnitřních částí obou kroužků ložiska a také ložiskových kuliček nebo jiných valivých elementů (válečky, soudečky aj.).

Výpočet potom bude obdobný

$$2bsf = N \cdot \frac{D_p}{d} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d}{D_p} \right)^2 \cdot \cos^2 \theta \right]. \quad (5.4)$$

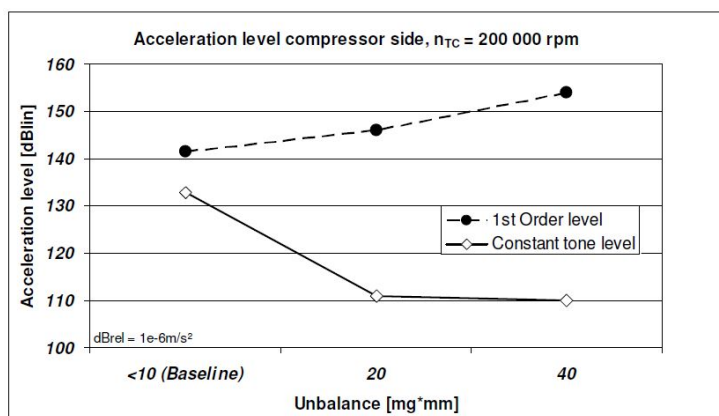
- d) Frekvence ložiskové klece – frekvence hluku (ftf) vzniklá v důsledku poškození právě klece, která má funkci udržení ložiskových kuliček na svých pozicích.

Výpočet (ftf) má tvar

$$ftf = \frac{N}{2} \cdot \left( 1 - \frac{d}{D_p} \cdot \cos \theta \right). \quad (5.5)$$

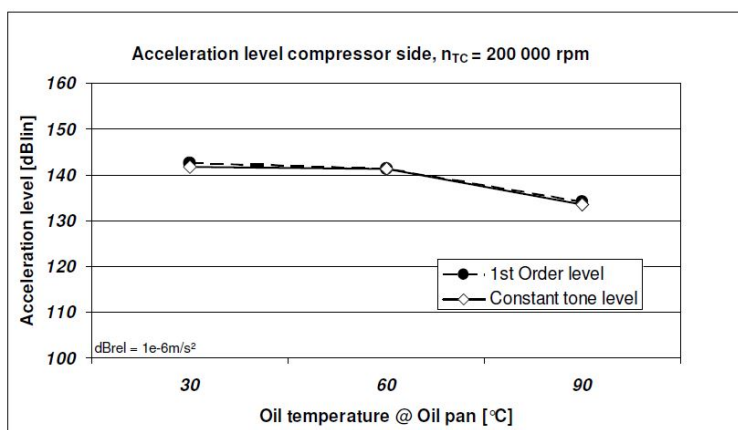
#### 4.1.4 Hluk typu „Constant tone“

Zdrojem tohoto sub-synchronního hluku jsou tentokrát ložiska radiální kluzná, ve kterých kvůli rotující hřídeli dochází k víření ložiskového oleje. Hluk se v tomto případě projevuje přibližně mezi 1 500 a 3 500 min<sup>-1</sup> druhého až pátého rychlostního stupně s úzkým spektrem (proto tento název) frekvence o hodnotách 600 až 1000 Hz [1]. Zajímavé však je, že frekvence hluku vířícího se oleje není závislá na rychlosti rotující se hřídele, nýbrž na teplotě ložiskového oleje a velikosti výchylky nevyváženosti rotoru [11]. Ani jedna ze závislostí však není, jak bych alespoň já předpokládal, lineárně stoupající. Z grafu 4-1 lze totiž zjistit, že závislost mezi nevyvážeností rotoru a úrovní hluku se nepodobá předpokládané křivce (v grafu značena jako 1st Order level). Naopak má křivka hladiny tohoto hluku tendenci prudce klesat na hodnotách množství nevyváženosti přibližně 15 mg/mm<sup>-1</sup>. Dosáhne-li množství nevyváženosti 20 mg·mm<sup>-1</sup>, křivka se ustálí a lze ji považovat za konstantní.



Graf 4-1 Závislost množství nevyváženosti rotoru na hluku typu „Constant tone“ a 1<sup>st</sup> Order level při konstantních otáčkách 200 000 min<sup>-1</sup> u turbodmychadla osobního automobilu [11].

Graf 4-2 pak zachycuje závislost úrovně hluku na teplotě ložiskového oleje. I zde je vidět, že na místo toho, aby úroveň hluku s přibývajícím teplotou rostla, má naopak klesající charakter, kde zlomový bod je přibližně hodnota 60 °C. Pokud bychom se na tento fakt zaměřili z oblasti vlastností oleje, je dokázáno, že kinematická viskozita<sup>d</sup> oleje s rostoucí teplotou klesá, což vede ke snížení vnitřních třecích sil. Toto je právě důvod klesající hlučnosti při vzrůstající teplotě.



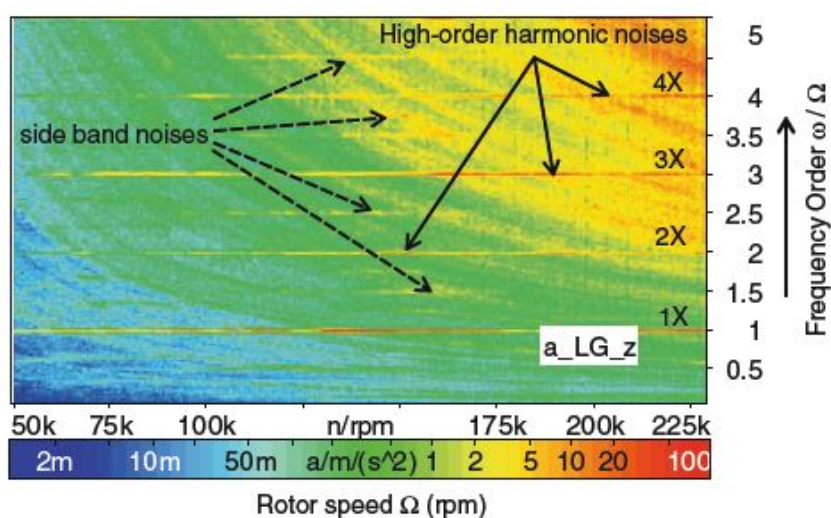
Graf 4-2 Závislost úrovně hluku typu „Constant tone“ a 1<sup>st</sup> Order level na rostoucí teplotě ložiskového oleje při konstantních otáčkách rotoru turbodmychadla osobního automobilu [11].

<sup>d</sup> Kinematická viskozita [mm<sup>2</sup>/s] charakterizuje míru vnitřního tření (odporu) kapalin.

#### 4.1.5 Hluk typu „High-order harmonic noise“

Dalším typem hluku, který je spojován s kuličkovými nebo jinými typy valivých ložisek je právě tento hluk o harmonických frekvencích. Jeho vznik je zapříčiněn nevhodným designem vůle pro olejový tlumič mezi valivými elementy a přiléhajícími stranami vnitřního a vnějšího kroužku ložiska. Vůle mezi kuličkami ložiska a postranními kroužky je velmi malá, proto olej vyplňující tuto vůli není schopen vytvořit dostatečně tlustý krycí film. Znamená to tedy, že tato tenká vrstva oleje nedokáže utlumit zvukové vlny vzniklé v ložisku a hluk se tedy může jednoduše šířit do hřídele a ostatních částí turbodmychadla [1].

Hluk je v tomto případě utvářen nejen dominantními harmonickými frekvencemi, ale mimo jiné i frekvencemi postranními, které lze spatřit v grafu 4-3 pod pojmem „Side band noises“. 1X až 4X pak označuje jednotlivé řády harmonických frekvencí.



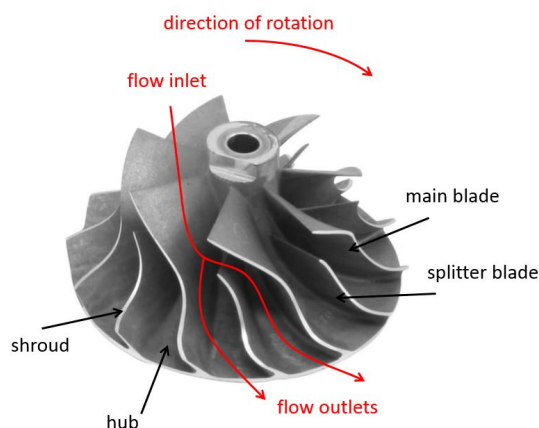
Graf 4-3 Spektrum hluku typu „High-order harmonic noise“ i s postranními frekvencemi u turbodmychadla s kuličkovými ložisky [1].

## 4.2 Aerodynamický původ hluků turbodmychadel osobních automobilů

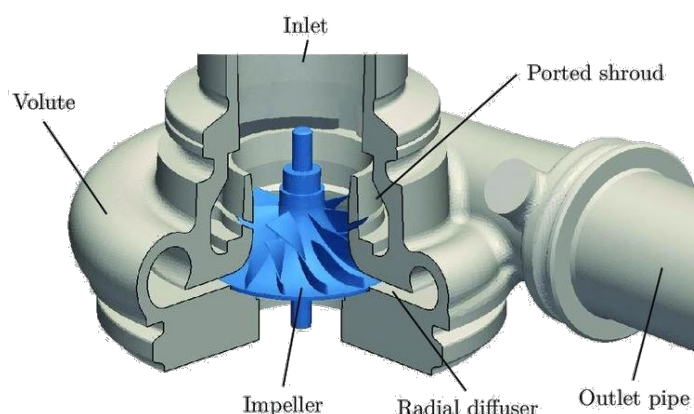
Na rozdíl od hluků vznikajících v důsledku těles konající mechanický pohyb, jsou hluky aerodynamického původu zapříčiněny, jak již bylo zmíněno v kap. 3.3, právě prouděním vzduchu v turbodmychadlech. Tyto hluky jsou z hlediska hladiny akustického tlaku a rozsahu frekvence ve většině případů nejdominantnějšími hluky vznikající v turbodmychadlech vůbec. V souvislosti s aerodynamickými hluky budeme hovořit o typech, jako jsou „Growling noise“, „Rotational noise“, „Whinning noise“, „Pulsation whistle“, „Tip clearance noise“ a „Buzz-saw noise“.

Výše zmíněné typy hluků se na rozdíl od hluků mechanického původu šíří kompresorovou skříní vlivem působení vzduchu nejen na lopatky kompresorového kola, kde poté hluk putuje buďto do oblasti sání kompresoru nebo pak vzduchovým potrubím skrze intercooler a ostatní přilehlé součásti až do rámu vozidla a kabiny řidiče. Vzduch také může putovat do oblasti motoru a stejně tak jako hluky mechanického původu mohou rozechvět součásti, které jsou naladěny na stejné zvukové frekvenci. Všechny tyto součásti se poté stávají hlukovým vodičem šířící hluk nekontrolovaně dál.

Pro pochopení této problematiky si však nejprve přiblížíme mechanismus proudění vzduchu oblastí kompresorového kola. Na obrázku 4-3 je zobrazeno kompresorové kolo s jednotlivými popisky. „Shroud“ je pojem, který označuje konturu kompresorového kola, slovo „hub“ pak charakterizuje povrch nacházející se mezi hlavní lopatkou (main blade) a lopatkou rozděľující proud vzduchu na dva toky (splitter blade). Na úplném začátku děje vstoupí vzduch do kompresorového kola, kde je pomocí rotujících lopatek stlačen. Takto stlačený vzduch poté putuje skrze difuzor do turbodmychadlové spirály (volute) viz obrázek 4-4.



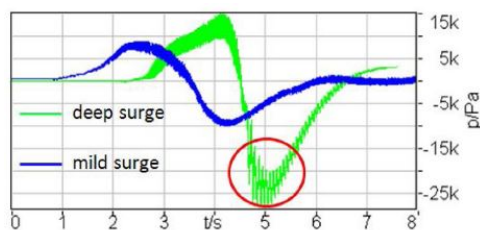
Obr. 4-3 Zobrazení kompresorového kola s popisky jednotlivých částí.



Obr. 4-4 Hlavní součásti odstředivého kompresoru v izometrickém pohledu [50].



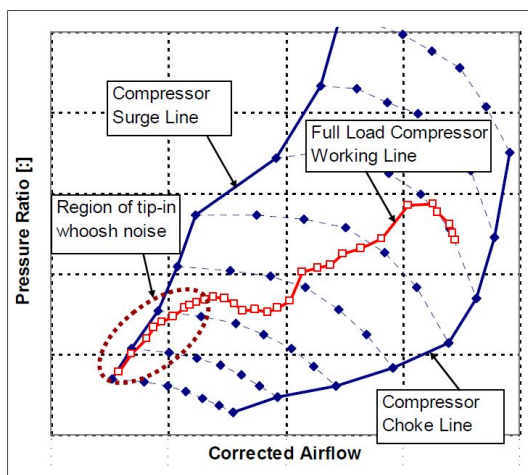
Většina hluků aerodynamického původu vzniká nejčastěji vlivem tzv. nestability proudění vzduchu, která je na obrázku 4-5 značena jako surge line (oblast nestability proudění). Je to stav, kdy mezi lopatkami kompresorového kola dochází k turbulentím vzduchu, což mimo jiné vede k prudkému kolísání tlaku. Pokud dochází k turbulentím, které nezapříčiňují zpětné proudění vzduchu lopatkami kola, hovoříme o tzv. mild surge. Tento děj je doprovázen vznikem nežádoucích vibrací. Mnohem nebezpečnější je však stav nazýván jako deep surge. Jedná se o natolik silnou turbulenci, při které vzduch proudí lopatkami zpět do oblasti sání kompresorového kola [1]. Na grafu 4-4 lze spatřit právě rozdíly v kolísání tlaku mezi mild a deep surge.



Graf 4-4 Porovnání kolísání tlaku na výstupu kompresoru [31].

#### 4.2.1 Hluk typu „Growling noise“ neboli „Whoosh noise“

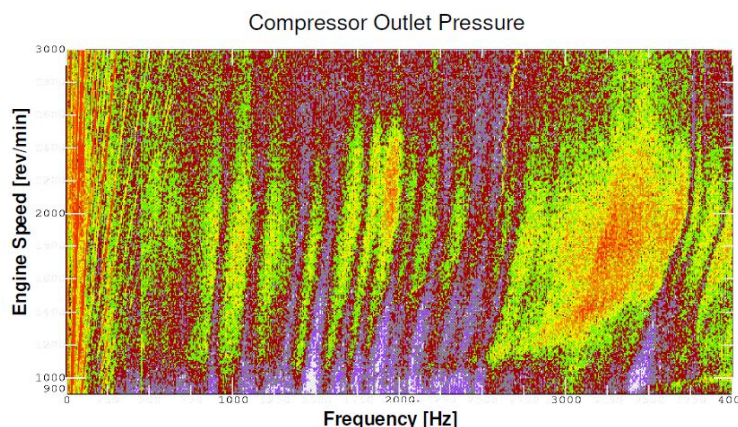
Hluk tohoto typu vzniká, jako všechny hluky aerodynamického původu, v oblasti kompresorové skříně a je nejčastěji popisován jako širokospektrální kovový šum. U většiny automobilů se tento hluk vyskytuje v průběhu náhlé akcelerace při otáčkách motoru do  $2\,500\text{ min}^{-1}$  [27]. Tato akcelerace totiž zapříčiňuje částečné zpětné proudění vzduchu v oblasti kompresorového kola v místě sání vzduchu turbodmychadla [1]. Nicméně jsou případy, kdy se tento šum vyskytuje i při běžných provozních podmínkách. Na kompresorové mapě, kterou lze vidět na obrázku 4-5, je jeho výskyt nejčastěji spojován s křivkou nestability proudění (surge line) a křivkou plného zatížení motoru (full-load engine operation line).



Obr. 4-5 Pracovní křivka kompresoru při plném zatížení [28].



Charakteristický frekvenční rozsah tohoto hluku se u většiny osobních automobilů pohybuje nejčastěji v rozmezí od 1 200 do 3 500 Hz u druhého a třetího rychlostního stupně [1]. Nicméně jsou případy, kdy se u některých automobilů tento typ hluku vyskytuje dokonce v širším frekvenčním spektru, jehož spodní hranice začíná již na 750 Hz a dosahuje až 10 kHz [27]. Opravdu tedy velmi záleží na samotném typu automobilu nebo celkově jakéhokoli stoje. Spektrum hluku typu „Whoosh noise“ je zobrazen na obrázku 4-6, který zachycuje grafický průběh samotného hluku. Frekvence v tomto případě nabývá hodnot do 4 000 Hz při otáčkách motoru maximálně do 3 000 min<sup>-1</sup>.

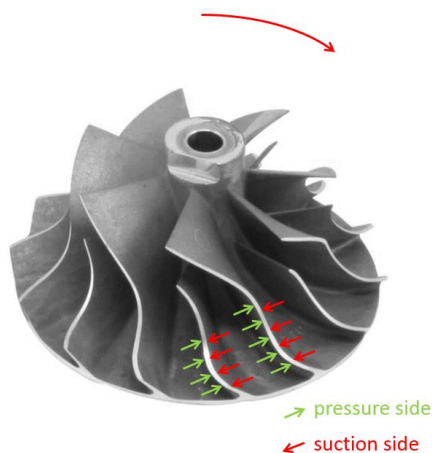


Obr. 4-6 Měření hluku typu „Whoosh noise“ v potrubí [27]

#### 4.2.2 Hluk typu „Rotational noise“ neboli „Blade passing frequency (BPF)“

Bezesporu nejdominantnějším zvukem vycházejícím z kompresorové skříně je hluk, který může svou frekvencí dosahovat u osobních automobilů hodnot přibližně od 8 do 18 kHz [1]. Frekvenční rozsah, na kterém se tento typ hluku vyskytuje, závisí především na počtu lopatek kompresorového kola a celkové rychlosti rotace rotoru [1]. Vyskytuje se nejčastěji při otáčkách motoru 1 400 až 2 500 min<sup>-1</sup> [1], tedy asi od 40 000 min<sup>-1</sup> rotoru turbodmychadla [26], a to opět ve většině případů při druhém a třetím rychlostním stupni [1]. Tento hluk často označován jako „Blade passing frequency“ (BPF) je díky nejvyšší hladině akustického tlaku o hodnotách přibližně 50 dB [26] nejzřetelnějším hlukem vycházejícím z turbodmychadla vůbec.

Jeho zdrojem je působení proudícího vzduchu na lopatky kompresorového kola. Vzduch proudící lopatkami je stlačován v části nazývané jako „pressure side“ (tlaková strana), která následně pohání kompresorové kolo. Naproti této části se nachází tzv. „suctions side“ (sací strana), ve které naopak dochází k poklesu tlaku [11]. Právě rozdílem tlaku vzduchu mezi těmito dvěma částmi, které se nachází mimo jiné na každé z lopatek kola, dochází ke vzniku hluku právě tohoto typu. Zmíněné strany lopatek jsou pak zobrazeny na obr. 4-7.



Obr. 4-7 Zobrazení tlakové a sací části na lopatkách kompresorového kola.

Jak jsem již zmínil, frekvenční rozsah závisí především na počtu lopatek kompresorového kola [1], což znamená, že při vyšším počtu lopatek pak frekvence může dosáhnout dokonce hodnot daleko za horní hranici slyšitelnosti zdravým lidským uchem. Pro většinu domácích mazlíčků se však stále jedná o jasně slyšitelné hluky, které pro ně mohou být velice nepříjemné až bolestivé.

Výpočet BPF je potom definován jako [26]

$$BPF = N \cdot f_0, \quad (5.6)$$

kde  $N$  charakterizuje celkový počet lopatek kompresorového kola a

$f_0$  frekvenci rotující hřídele.

#### 4.2.3 Hluk typu „Pulsation whistle“

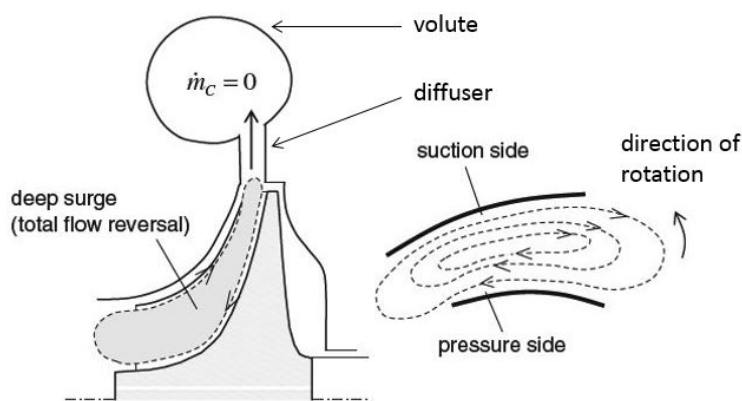
Další hluk, který je třeba zmínit, se vyskytuje u osobních automobilů při otáčkách motoru již od 1 500 min<sup>-1</sup> a přibližně do 3 500 min<sup>-1</sup> [1], nejčastěji během zařazeného druhého rychlostního stupně. Po zvukové stránce se tento hluk projevuje charakteristickým pískáním o frekvencích v rozmezích okolo 1 200 a 4 500 Hz [1] a je synchronní s otáčkami rotoru turbodmychadla [21]. Příčinou vzniku tohoto hluku jsou především poměrně nepatrné změny objemu v jednotlivých mezilopátkových komorách [1] a dále míra nevyváženosti samotné hřídele [25]. Přesněji řečeno, lopatky utvářející komory v kompresorovém kole jsou již vyráběny s určitou nepřesností, což způsobuje to, že je každá z komor, co se objemu týče, poněkud rozdílná.

#### 4.2.4 Hluk typu „Whining noise“ (Hissing noise)

Jedná se o „kovový“ hluk generovaný v kompresorové skříni s frekvencemi u většiny automobilů v rozsahu od 800 do 2 700 Hz při druhém a třetím rychlostním stupni [1]. Tento typ hluku vzniká v oblasti již zmíněné nestability proudění vzduchu (surge line) v kompresorové části [25].

Jeho vznik je zapříčiněn náhlým uvolněním plynového pedálu v průběhu prudké akcelerace vozidla. Ventil motoru, který řídí množství stlačeného vzduchu putujícího z turbodmychadla do spalovací komory motoru se začne zavírat [1]. Turbodmychadlo, jehož rotor však stále rotuje vysokou rychlostí, nemá kudy odevzdat stlačený vzduch z kompresoru. Vzduch se tedy hromadí na výstupu turbodmychadla, což vede ke zvýšení tlaku vzduchu. Takto stlačený vzduch tedy začne proudit zpět do sání kompresoru a tím zpětně působit na lopatky kompresoru v opačném směru, než je směr rotace kompresorového kola [1]. Výsledkem je vznik hluku často připomínající pískání zvukem podobné stomatologické vrtačce. Tento děj však nemá za následek pouze vznik nepříjemného nárazového zvuku. Zpětné působení stlačeného vzduchu na kompresorové kolo vzniklými vibracemi poškozuje také ložiska a ostatní části turbodmychadla [1]. Celý tento proces navíc doprovází působení třecích sil proudícího vzduchu, což se projevuje prudkým nárůstem teploty, jenž má také velmi negativní vliv na funkčnost celého turbodmychadla.

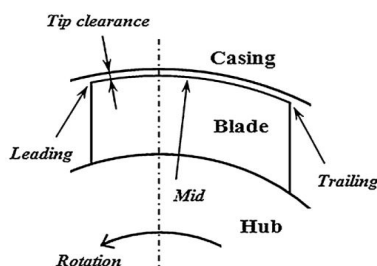
Celý děj je zachycený na obr. 4-8, který zobrazuje kompresorové kolo z profilového pohledu. Je zde tedy vidět, že proud vzduchu namísto toho, aby odcházel difuzorem do spirály (volute), se vrací zpět do mezilopátkové části kompresorového kola. Jak jsem již zmínil, ve skutečnosti dochází ke dvěma typům zpětného proudění. Prvním typem je tzv. „Mild surge“. Jedná se o stav, který způsobuje ještě tolerovatelné vibrace. Z hlediska vzniku hluků a negativního působení na turbodmychadlo je však mnohem nebezpečnější a pro nás tedy důležitější děj nazývaný jako „Deep surge“ [12].



Obr. 4-8 Zpětné proudění vzduchu kompresorového kola [1].

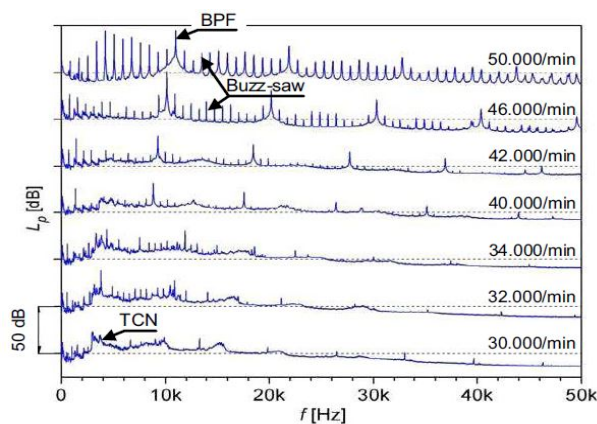
#### 4.2.5 Hluky typu „Tip clearance noise (TCN)“ a „Buzz-saw noise“

Hluk označovaný jako TCN je spojen, jak již jeho název napovídá, právě s vůlí mezi lopatkami kompresorového kola a stěnou kompresorové skříně (tip clearance) viz obrázek 5-8. Jeho výskyt souvisí podobně jako hluk typu „Rotational noise“ s rychlostí rotace hřídele a také s rozměry kompresorového kola. TCN je jedním z nejdominantnějších hluků objevujících se právě v nižších rychlostech rotace hřídele neboli v podzvukovém proudění vzduchu. Tento zvuk svou hladinou akustického tlaku začíná vynikat u osobních automobilů již přibližně od  $30\,000\text{ min}^{-1}$  rotoru. Při rychlosti  $40\,000\text{ min}^{-1}$  se pak začíná pomalu vytrácet, přičemž je poté nahrazen hlukem typu BPF a také hlukem, který je zmíněný v následujícím odstavci [26]. V grafech lze hluk typu „Tip clearance noise“ rozpoznat jednoduše tak, že disponuje velmi vysokou hladinou akustického tlaku, což je možné vidět taky v grafu 4-5.



Obr. 4-9 Schéma zobrazující vůli (tip clearance) [51].

Hluk typu „Buzz-saw noise“, je harmonický zvuk připomínající bzučení, jenž velmi často doprovází právě hluk typu BPF a je také podobného charakteru. Zdrojem je stejně jako u hluku typu TCN právě tato vůle, ale jeho výskyt je naopak spojován s nadzvukovým prouděním vzduchu. Na rozdíl však od hluku typu BPF nedisponuje natolik vysokou hladinou akustického tlaku, nicméně i tak jej lze jasně slyšet. Jeho přítomnost začíná být zřetelná u osobních automobilů přibližně od  $40\,000\text{ min}^{-1}$  rotoru (záleží na celkových rozměrech kompresorového kola a také počtu lopatek) [26]. Dříve byl tento hluk spojován s letadlovými motory, přičemž se vyskytoval právě při samotných startech a následných stoupáních [26]. Graf 4-5 přehledně zobrazuje výskyt těchto tří dominantních hluků.

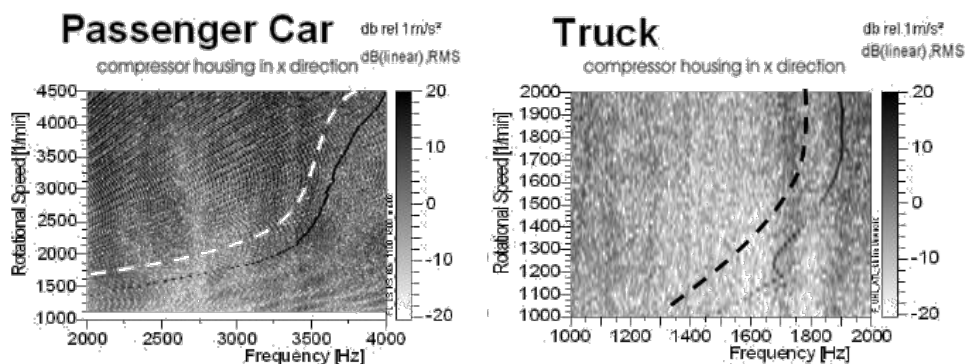


Graf 4-5 Průměrná hladina akustického tlaku na vstupním potrubí kompresoru. Vstupní potrubí má průměr 157 mm, náběžná hrana kola 156 mm. Kolo disponuje 13 lopatkami hlavními (main blade) a 13 lopatkami rozdělující proud vzduchu (splitter blade) [26].

### 4.3 Hluky turbodmychadel nákladních automobilů

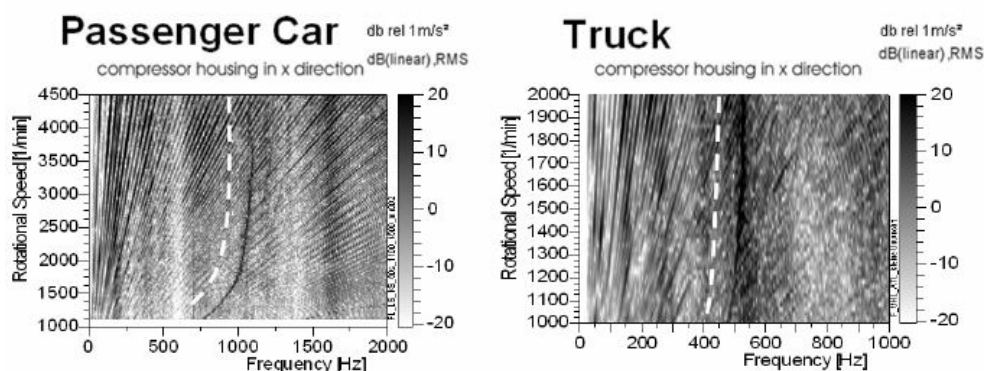
Nákladní automobily jsou oproti osobním automobilům především rozdílné v tom, že se využívají pro transport těžkých nákladů, a to jak na krátké, tak opravdu dlouhé vzdálenosti. To je také důvod, proč zde není rychlá jízda s možností prudké akcelerace prioritou. Největší důraz se z hlediska motoru klade na jeho měrnou spotřebu a výkon. Tomu mimo jiné odpovídají válce, které jsou mnohonásobně objemnější, než je tak u osobních automobilů. Větší válce potřebují větší množství paliva a také přivedeného vzduchu. Dalším požadavkem je efektivně pracovat v ustálených podmínkách provozu. To jsou mimo jiné důvody, proč jsou turbodmychadla v nákladních automobilech rozměrově větší, využívají větší množství proudícího vzduchu o vyšším tlaku. Výsledkem jsou menší potřebné otáčky turbodmychadla a také nižší pracovní otáčky motoru. Lze tedy říct, že i hluky, jejichž zdroje jsem popisoval v kapitole 5, se budou vyskytovat v nižších frekvenčních mezích. Pro názornost poukážu na dva typy hluku mechanického původu a poté jeden aerodynamického původu.

Jako první příklad zmíním hluk synchronní, který je závislý na rychlosti rotace hřídele. Jedná se o hluk s názvem Unbalance whistle. Hřídel turbodmychadla nákladního automobilu disponuje jak větším průměrem, tak jeho celkovou délkou, a tedy i hmotností. Celková masa nevyváženosti může tedy dosáhnout větších hodnot, ale zároveň hřídel čelí nižším rychlostem rotace. Důkazem jsou grafy 4-6, kde jsou v levém grafu naměřeny hodnoty pro osobní automobil a graf v pravé části pak zobrazuje hodnoty pro nákladní automobil, které se tedy pohybují ve frekvenčním rozsahu přibližně od 1 300 do 2 000 Hz při otáčkách motoru do 2 000 min<sup>-1</sup>. Pokud tedy tyto grafy vzájemně porovnáme, zjistíme, že hluk tohoto typu se v každém z případů chová značně jinak.



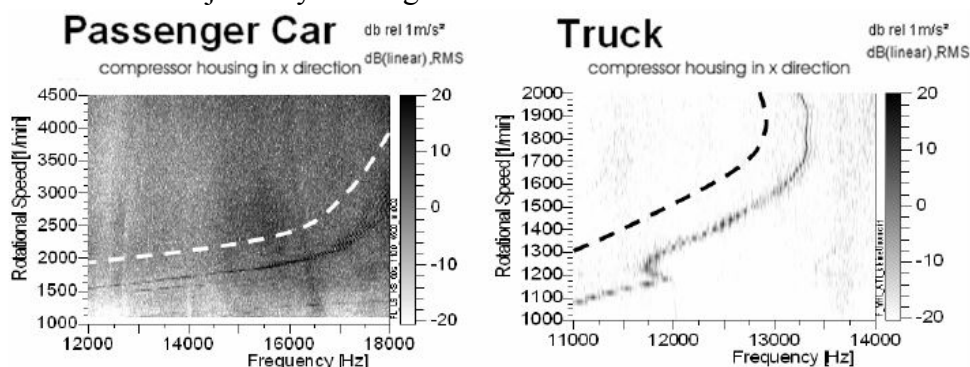
Graf 4-6 Srovnání hluku typu „Unbalance whistle“ pro osobní automobil a nákladní vozidlo [11].

Dalším příkladem je sub-synchronní hluk typu „Constant tone“, který je nezávislý na samotné rychlosti rotace hřídele. Avšak frekvence je v tomto případě opět ovlivněna celkově většími rozměry rotujících částí turbodmychadla a také pracovními otáčkami motoru, které se pohybují přibližně do 2 000 min<sup>-1</sup> [11]. Výsledkem je tedy opět nižší frekvenční rozsah tohoto hluku o hodnotách přibližně od 400 do 600 Hz [11]. Tento fakt dokazují také grafy 5-3, které opět zobrazují naměřené údaje jak pro osobní automobil (graf na levé straně), tak pro nákladní vozidlo.



Graf 4-8 Hodnoty hluku typu „Constant tone“ pro osobní a nákladní automobil [11].

V poslední řadě zmíním hluk tentokrát aerodynamického původu právě s názvem „Rotational noise“ a to z toho důvodu, protože jde o nejdominantnější hluk v turbodmychadlech vůbec. Protože je kompresorové kolo v osobním automobilu menšího charakteru a rotuje rychlostí i více jak  $200\,000\text{ min}^{-1}$  [21], velmi často se frekvenční rozsah hluku „Rotational noise“ pohybuje za hranici slyšitelného spektra zdravého lidského sluchu. Naopak nákladní automobily disponují větším kompresorovým kolem s většími lopatkami a otáčky rotoru zde nejsou tak vysoké. Z toho důvodu bude frekvence tohoto typu hluku v tomto případě nižší, lidským uchem dobře slyšitelná, a to přibližně od 11 do 13 kHz při otáčkách motoru okolo  $2\,000\text{ min}^{-1}$  [11]. Rozdíl frekvencí osobního automobilu oproti nákladního automobilu je zachycen na grafech 4-8.



Graf 4-7 Hluky typu „Rotational noise“ v osobním a nákladního automobilu [11].

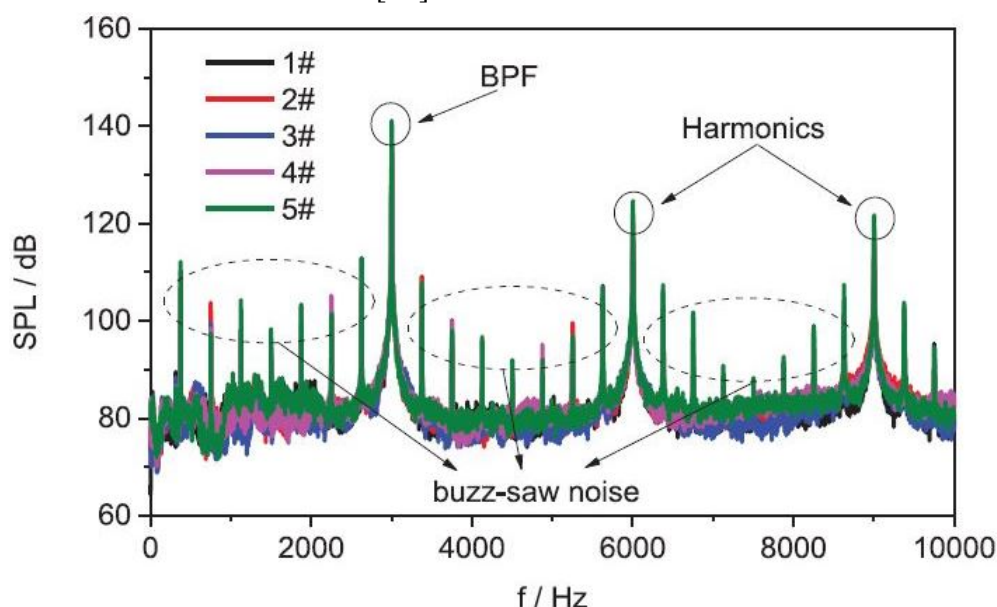
## 4.4 Hluky turbodmychadel lodních motorů

Hlavními parametry určujícími charakter hluku v turbodmychadle jsou především velikost a hmotnost jeho součástí, rychlost rotace kompresorového kola, hřídele a kola turbínového. Dále je velmi rozhodující množství proudícího vzduchu kompresorovou skříní, celkový pracovní tlak v turbodmychadle a v neposlední řadě také materiál samotných součástí.



Motory nákladních lodí disponují daleko výkonnějšími, a tedy i objemnějšími motory, než je tomu například u lodí menšího charakteru nebo u osobních automobilů. To stejné platí pro jejich turbodmychadla, která musí dopravit do spalovacích komor těchto motorů několikanásobně větší množství vzduchu, a to pod mnohem vyšším tlakem. Aby zvládlo tak velké množství vzduchu dopravit do motoru, rozměry turbínového a kompresorového kola musejí být mnohonásobně větší, tomu samozřejmě budou odpovídat rozměry ostatních součástí a turbodmychadla celkově. Vzhledem k velkému množství vzduchu proudícího na lopatky kompresorového kola, právě zde opět dochází ke vzniku nejdominantnějších zvuků. Jeden z charakteristických zvuků je zapříčiněn právě prouděním vzduchu prostorem mezi kompresorovým kolem a stěnou kompresorové skříně na jeho vstupní části [19]. Jedná se opět o hluk typu „Tip clearance noise“ při nižších otáčkách rotoru a poté hluk typu „Buzz-saw noise“ v otáčkách vyšších. Nejdominantnějším zvukem, který zde vzniká, je však opět tonální hluk<sup>e</sup> typu „Blade passing frequency“ [19].

Tyto typy hluků lze vidět v grafu 4-9. Tento graf je také důkazem toho, jak vysoké jsou hodnoty hladin akustického tlaku jednotlivých typů hluků. Lze vidět, že nejdominantnější hluk typu BPF zde dosahuje hodnot vyšších jak 140 dB, což je v porovnání například s osobními automobily několikanásobně vyšší hladina. Taktéž většina hluků dosahuje daleko větších hodnot, než je maximální stanovená hodnota 85 dB světovou zdravotnickou organizací, a tak není pochyb, že se jedná o velmi nebezpečné hluky nejen pro člověka. Vznik těchto zvuků je tradičně doprovázen širokopásmovým šumem. Jeho frekvenční rozsah se u vznětových motorů pohybuje od 1 500 do 3 500 Hz, zatímco u zážehových motorů je tento rozsah mezi 5 000 a 7 000 Hz [19].



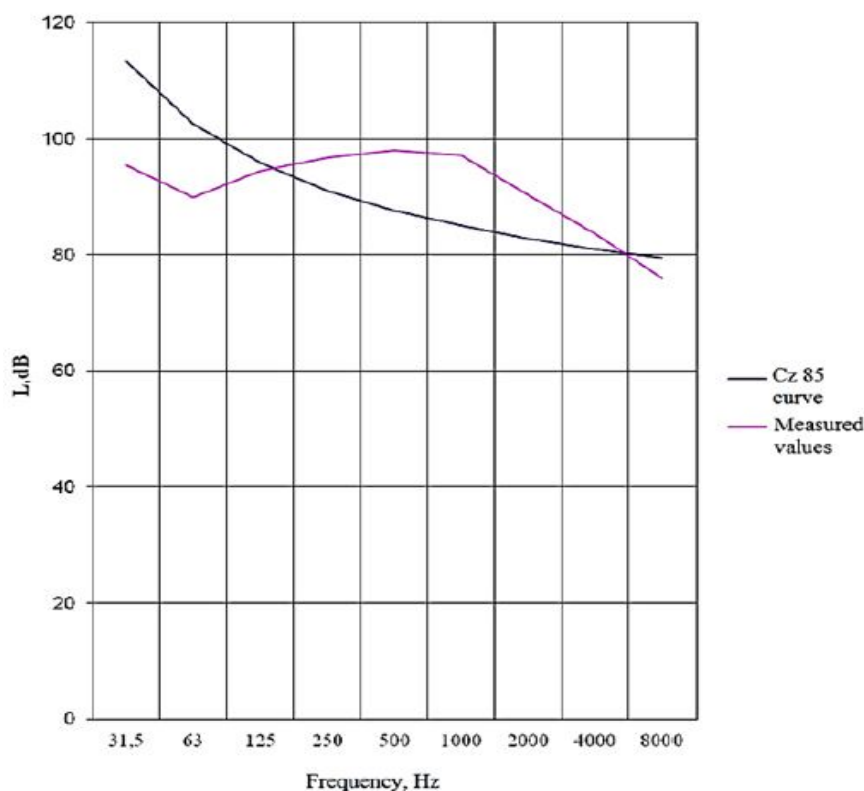
Graf 4-9 Lineární spektrum hluků v místě sání při dané rychlosti [19].

<sup>e</sup> Jedná se o zvukové vlnění na jedné frekvenci. Vznik takového zvuku je závislý na rychlosti rotace hřídele a počtu lopatek kompresoru [20].

## 4.5 Hluky turbodmychadel dieselových vlakových motorů

Vlakové motory, ať už nákladního nebo osobního charakteru, které využívají turbodmychadla, mají za úkol uvést do chodu i několik desítek vagónů včetně samotné lokomotivy. Tomu musí odpovídat, stejně jako u motorů větších lodí, vysoký výkon, velký objem válců, motoru, a tedy i velikost samotného turbodmychadla. Tento celý pohonný komplex, který se nazývá jako strojovna, je natolik prostorově náročný, že mu musí být vyhrazena většina místa lokomotivy, ve které je pak místo už jen pro samotnou kabinu řidiče. Tomu budou samozřejmě odpovídat charaktery samotných hluků vznikajících ať už v motoru nebo v našem případě v turbodmychadle. Byla provedena studie lokomotivy LDE 2100 HP, při které bylo zjištěno, že hladina akustického tlaku v oblasti výstupu turbodmychadla činila 100 dB, u motoru to bylo dokonce 107 dB [32], což je stejně jako u velkých dopravních lodí daleko za maximální dovolenou hranicí 85 dB.

Hodnoty akustického tlaku turbodmychadla jsou zobrazeny v grafu 4-10, kde fialová křivka značí hodnoty naměřené a černá křivka pak hodnoty nasimulované počítačem. Pro představu, takto vysokou hladinu akustického tlaku lze srovnat například s koncertem rockové kapely. Je tedy bez pochyby jasné, že dlouhodobá přítomnost člověka v okolí zapříčiní vážné a nevratné poškození sluchu.



Graf 4-10 Hodnoty hlukového spektra generovaného turbodmychadlem [32].



Co se samotného turbodmychadla dieselových lokomotiv týče, hluky jsou zde zastoupeny opravdu ve velkém frekvenčním spektru, které se nachází přibližně mezi 250 [34] až 125 000 Hz [32]. Avšak hluky, které jsou svou hladinou akustického tlaku nejdominantnější, se nacházejí v rozptylu frekvencí přibližně právě mezi 4 a 13 kHz [33]. Mezi ně patří především hluky aerodynamického původu, jako je opět nejdominantnější hluk typu „BPF“. Vzhledem k tomu, že v těchto turbodmychadlech rotují součásti o velkých masách, z toho důvodu se stává dominantním také hluk v oblasti kluzných ložisek, který vzniká kvůli zvýšeným vibračním rotoru [34].

## 5 METODY POTLAČENÍ HLUKU

V předchozích kapitolách bylo zjištěno, že turbodmychadla, ať už jako součásti osobních, nákladních automobilů nebo jiných strojních zařízení, jsou zdrojem poměrně široké škály různých typů hluků. Tyto zvuky se podle toho, zda jsou mechanického nebo aerodynamického původu, následně šíří skrze ostatní součásti (vzduchové potrubí, vzduchový filtr, intercooler, výfukové potrubí, aj.) až do samotného rámu, skrze který pak hluky putují do kabiny řidiče nebo ven do okolí vozidla. Mimo to jsou však jejich zvukové vlny schopny během svého šíření rozkmitat také některé součásti, které se nacházejí v blízkosti a jsou naladěny na stejné frekvenci jako hluk, který na ně působí. Tato řetězová reakce pak zapříčiňuje nekontrolovatelné šíření a také vznik dalších zvuků. Dalším problémem spojeným s šířením a vznikem vibrací je riziko poškození ať už samotného turbodmychadla nebo ostatních součástí, které musejí odolávat těmto vibracím. Příkladem mohou být ložiska turbodmychadla, která se mohou dlouhodobým působením těchto vibrací poškodit, což má za následek znemožnění přenášení rotačního pohybu hřídele. V poslední řadě může dojít například k uvolnění různých typů spojů, pomocí kterých jsou uchyceny součásti vozidla. Aby se předešlo těmto možným rizikům, je zapotřebí tyto zvuky patřičným způsobem potlačit.

Ve skutečnosti lze rozdělit typy tlumení na dvě základní skupiny. První skupinu potlačení hluku nazýváme jako aktivní metodu. Jejím cílem je dosáhnout toho, aby ke vzniku hluku vůbec nedošlo. To ve většině případů spočívá v konstrukční úpravě jednotlivých součástí, v našem případě tedy turbodmychadla. Příkladem mohou být nejčastěji změny geometrie dutin a zvýšený počet kanálků spojující tyto dutiny v kompresorovém pouzdře turbodmychadla v oblasti sání [35]. Takto provedené úpravy mají ve výsledku velký vliv na hluky, které vznikají právě v důsledku zpětného proudění vzduchu v oblasti kompresoru. Mezi další konstrukční úpravy turbodmychadla patří také změna ložisek, především tedy za ložiska širší [36] nebo také za úplně jiný typ. Aktivní metoda však nemusí nutně znamenat jenom zásah do konstrukce součástí. Důkazem tomu je metoda pro odstranění hluku vzniklému v důsledku nevyváhy rotoru. Tato metoda spočívá v tom, že se provede vyvážení této součásti [1], což odstraní velké množství hluků s tímto problémem spojenými.

Má práce však pojednává právě o pasivních metodách potlačení hluku, a proto jim budu věnovat samostatné kapitoly.

## 6 PASIVNÍ METODY POTLAČENÍ HLUKU

Druhou skupinu nazýváme právě metodami pasivními. Hlavním rozdílem oproti předešlé skupině je to, že jsou pasivní metody schopny pouze redukovat hladinu akustického tlaku, zamezit šíření hluků dál do okolí jeho zdroje, popřípadě pozměnit a zúžit jejich frekvenční rozsahy. Co však pasivní metody bohužel nedokážou, je předejít samotnému vzniku jednotlivých typů hluků. Opravdu velkou výhodou oproti aktivním metodám je však to, že při tomto způsobu tlumení se nijak nezasahuje do samotné konstrukce součásti. V procesu navrhování jednotlivých metod útlumu se tedy s turbodmychadlem pracuje jako s celkem o rozměrech, které jsou neměnné.

Samotné pasivní metody nejčastěji spočívají v implementaci různých typů tlumičů, které svou konstrukcí a materiálovou charakteristikou dokážou utlumit hluk vlivem odrazu samotného vlnění od jednotlivých částí tlumiče. Tyto tlumiče se nejčastěji vkládají do vysokotlakého vzduchového potrubí, co nejbližší k výstupu kompresorové části turbodmychadla. Je tomu tak z toho důvodu, aby se co možná nejvíce eliminovaly hluky právě aerodynamického původu, o kterých již víme, že jsou z hlediska hladiny akustického tlaku nejdominantnější a putují mimo jiné právě tímto potrubím dále až do kabiny řidiče. Tlumiče se mohou vkládat také do těsné blízkosti vstupu kompresoru, avšak bylo zjištěno, že sací trubice, na rozdíl od trubice na výstupu, dokáže sama o sobě efektivně snížit hladinu akustického tlaku u dominantních hluků až o 4,5 dB [27]. To zdůvodňuje fakt, proč je mnohem vhodnější implementovat tlumiče právě do oblasti výstupu. Existuje však také metoda redukce hluku, která využívá materiály se schopností zvukové vlny naopak pohlcovat. Nejčastěji se jedná o speciální pěny, vláknité nebo například gumové materiály, které se vkládají buďto do vysokotlakého potrubí, stejně jako zvuk odrážející tlumiče, nebo se využívají jako izolace celé oblasti, ve které se turbodmychadlo nebo jiné zvuk generující součásti vyskytují.

Užití pasivních metod je nejvhodnější právě pro potlačení zvuků aerodynamického původu, protože vzniku většiny těchto hluků nelze zamezit změnou konstrukce, aniž by to nemělo negativní dopad na účinnost turbodmychadla [41]. Naopak hluky původu mechanického vznikající například nevyváhou rotoru, je mnohem vhodnější redukovat právě užitím metodami aktivními. Je tomu tak především z toho důvodu, že jsou tyto hluky mimo jiné indikátorem toho, že v samotném turbodmychadle něco není v pořádku a je tedy velmi důležité co nejrychleji zjistit a odstranit příčinu, než dojde k poškození turbodmychadla nebo jeho součástí.

## 6.1 Potlačení hluků u turbodmychadel osobních a nákladních automobilů

Řešíme-li metody k potlačení hluku u turbodmychadel osobních automobilů, hovoříme právě o turbodmychadlech s poměrně malými průtoky vzduchu a nízkými pracovními tlaky. Toto je nutné si uvědomit právě při návrhu samotného tlumiče. Vzhledem k těmto parametrům představím několik účinných metod útlumu hluku.

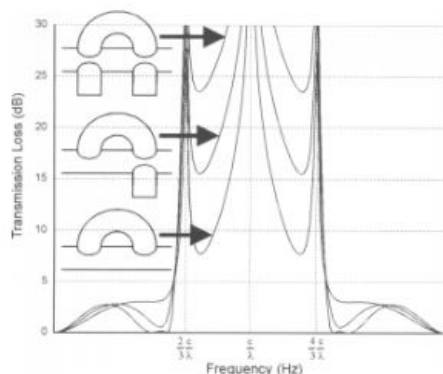
### 6.1.1 Tlumič hluků pomocí A-trubice

Zdrojem zvuků aerodynamického původu je právě proudění vzduchu kompresorovou nebo turbínovou částí turbodmychadla. Tyto zvuky dále putují do intercooleru, který upravuje teplotu vzduchu těsně před tím, než je vzduch vpuštěn do spalovací komory motoru. Intercooler se však také stává prostředníkem, pomocí kterého zvuk putuje dále do kabiny řidiče nebo okolí vozidla. Jelikož se jedná o nejenom lidským uchem dobře slyšitelné, s vysokou hladinou disponující hluky, je nutné je patřičně potlačit.

Jedno z řešení nabízí bývalá společnost PSA (od roku 2021 pod názvem Stellantis) [39], která je dnes spojena s dalšími automobilkami a vyrábí vozidla značek Peugeot, Citroën, Opel a jiné. Jejich účinnou metodou, jak tyto zvuky potlačit, je patentování širokopásmového tlumiče hluku do vysokotlaké trubice spojující výstup kompresoru turbodmychadla a vstup intercooleru, kterou právě proudí vzduch spolu s nežádoucími zvuky. Součástí tohoto tlumiče je tzv. Herschel-Quinckeho trubice (HQ) [21]. Tato HQ trubice je na svém začátku a konci napojena na hlavní potrubí tlumiče a musí mít celkovou délku větší, než je délka tlumiče, který je napojen na hlavní vysokotlakou trubici. Celý princip funguje tak, že zvuk o dané frekvenci se v místě napojení HQ trubice na hlavní část tlumiče rozdvojí na dvě stejné vlnění. To vlnění, které však putuje HQ trubicí urazí delší vzdálenost než to, které putuje částí tlumiče napojeného na vysokotlakou trubici. Na výstupu HQ trubice dojde k opětovné interferenci vlnění, avšak právě rozdíl délek zapříčiní posuv, který namísto zpětné pozitivní interference způsobí jejich částečné vyrušení. Nevýhodou však bylo to, že tlumení účinně fungovalo pouze na úzký rozsah frekvencí, který zdaleka nepokrýval rozsah zmíněných hluků. Provedené testování na 2.0 L turbodieselovém motoru naměřilo pokles hladiny akustického tlaku o 7,5 dB [21].

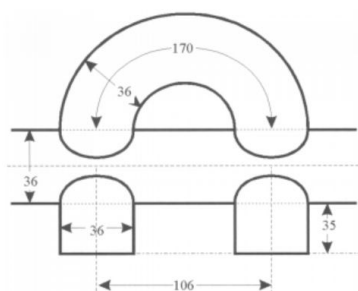
Konstruktéři z PSA proto tento mechanismus obohatili nejprve o jeden tzv. čtvrt-vlnový rezonátor ležící naproti výstupu HQ trubice, pomocí kterého tlumič dokázal snížit hladinu tlaku až o 15,5 dB. V poslední řadě byl přidán druhý čtvrt-vlnový rezonátor o stejných rozměrech. Celkový pokles hluku pak ve výsledku činil 23,5 dB [21]. Rozdíly v důsledku přidání vlnových rezonátorů lze vidět v grafu 6-1.

Nejnovější používaný patent má schopnost účinně tlumit téměř celý rozsah frekvencí nejdominantnějších typů hluků a širokospektrálního šumu, než je tomu u původní HQ trubice. Co se nákladů týče, tento typ tlumiče se pyšní celkově minimálními náklady na výrobu, přesněji řečeno, jejich zdroje uvádějí koeficient nákladů menší než 0,5 [21].



Graf 6-1 Vypočítané rozdíly v poklesu akustického tlaku pro standardní a vylepšenou Herschel-Quinckeho trubici [21].

Na obrázku 6-1 je zachyceno schéma s rozměry trubice tak, aby dosáhla největší útlumové účinnosti. Zaoblenou částí je právě HQ trubice, dva čtvrt-vlnové rezonátory jsou pak naproti vstupu a výstupu HQ trubice. Výsledný tlumič je podle jeho tvaru nazýván jako A-trubice [21].

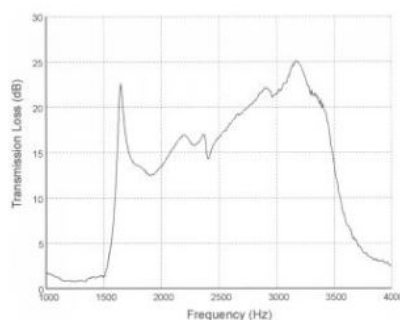


Obr. 6-1 Počáteční hodnoty [21].

Obrázek 6-2 znázorňuje model nejnovějšího A-trubicového tlumiče. Vedle něj pak graf 6-2 zobrazuje výsledné hodnoty účinnosti tohoto modelu.



Obr. 6-2 Model nejnovějšího A-trubicového tlumiče [21].



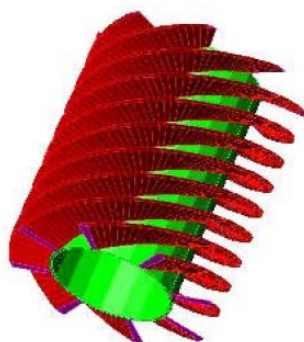
Graf 6-2 Odpovídající pokles akustického tlaku [21].

### 6.1.2 Spirálovitý tlumič hluku

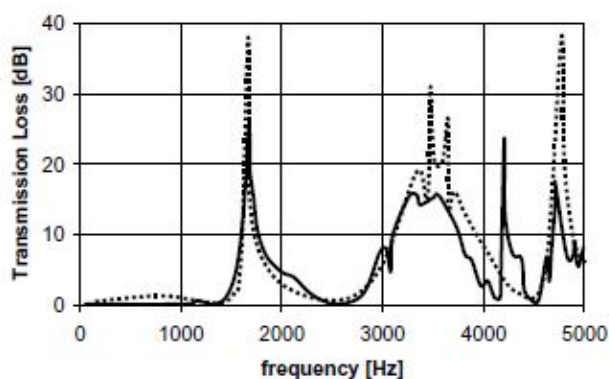
Tento typ tlumiče opět využívá princip Herschel-Quinckeho trubice jako způsob potlačení hluku. I tento tlumič, tak jako většina tlumičů tohoto typu, se vkládá co nejbližší za výstup kompresorové části turbodmychadla. Je tomu tak z toho důvodu, že právě výstupem putují hluky, jak jsem již zmínil, o daleko větší hladině akustického tlaku, než je tomu u vstupu.

Samotný tlumič se skládá z hlavního a obtokového potrubí. Aby tlumič splňoval funkci HQ trubice, musí být obtokové potrubí opět delší než potrubí hlavní, které je napřímo napojeno na vysokotlaké potrubí. Proto je toto obtokové potrubí ve tvaru spirály jakoby navinuto po celé délce tlumiče, přičemž se opět obtokové a hlavní potrubí na začátku a na konci tlumiče spojují, aby při šíření hluku došlo k vzájemnému vyrušení zvukových vln.

Pomocí provedeného měření a počítačové simulace bylo zjištěno, že proto, aby tlumič efektivně fungoval na co největším frekvenčním rozsahu, musí mít obtoková spirála celkově 4 až 8 závitů [30]. První osmi-závitový prototyp tlumiče o délce 100 mm a průměru 50 mm (obr. 6-3) při provedené počítačové simulaci vykazoval vysokou tlumicí schopnost v oblasti přibližně od 1 000 do 5 000 Hz. Následně provedené měření pak výsledky simulace potvrdilo. Jak simulace, tak provedené měření však poukazují na skutečnost, že jsou zde frekvenční oblasti, ve kterých je tlumič naprosto nevyhovující. Tyto oblasti lze vidět v grafu 6-3, přičemž plná křivka znázorňuje experimentálně naměřené hodnoty a křivka tečkovaná pak hodnoty počítačem nasimulované.

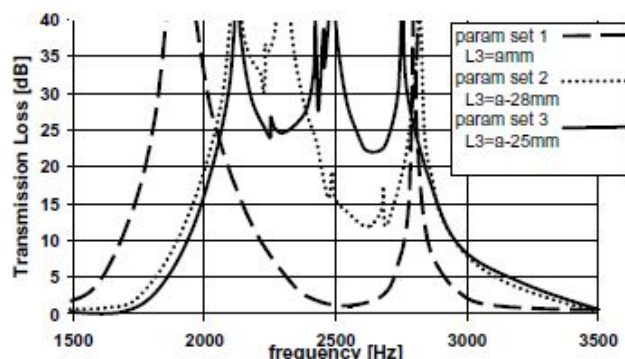


Obr. 6-3 Spirálovitý tlumič s 8dílným obtokovým potrubím [30].



Graf 6-3 Naměřené a nasimulované hodnoty útlumu tlumiče [30].

Aby se zamezilo těmto hlubokým propadům útlumu, je zapotřebí provést patřičné modifikace tlumiče. Mezi tyto úpravy patří především změna celkové délky spirály [30]. Jak je z grafu 6-4 vidět, nejstabilněji se chová tlumič se zkrácenou délkou obtokového potrubí o délku 25 mm (plná křivka). Tečkovaná křivka pak znázorňuje zkrácení spirály o 28 mm a čárkovaná pak úplně původní model.



Graf 6-4 FEM 3D optimalizace délky potrubí [30].

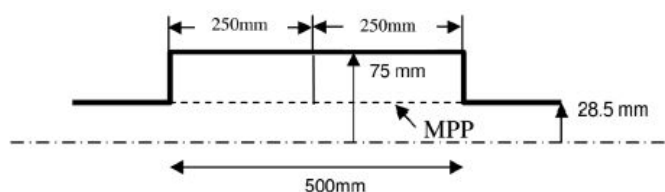
Jak se zdá, tlumiče tohoto typu mají schopnost poměrně stabilně snížit hladinu akustického tlaku o 25 dB, na mnoha z míst dokonce až o 40 dB. Avšak takto modifikovaný tlumič bohužel nemůže být implementován do automobilu, a to z jednoho závažného důvodu. Poměrně velkým problémem u tlumičů se spirálovitým obtokovým potrubím je totiž náchylnost k příliš hlubokému poklesu tlaku vzduchu proudícího z kompresoru [30]. To platí i v případě tohoto typu tlumiče, kde pokles tlaku je tak značný, že by ve velké míře snižoval účinnost samotného turbodmychadla. Z toho důvodu došlo k finálním úpravám v podobě zvětšení průměru hlavního potrubí tlumiče a také obtokového potrubí ve tvaru spirály. Tyto změny sice vyřešily problém hlubokého poklesu tlaku vzduchu, ale tlumič již bohužel nevykazoval tak vysokou schopnost útlumu, jako tomu bylo předtím.

Finální tlumič se i tak může pyšnit schopností útlumu hluků o více jak 20 dB v rozptylu frekvencí mezi 1 000 a 3 500 Hz [30], do kterého spadají jak nejdominantnější hluky, tak doprovázející širokospektrální šum. Velkou výhodou tohoto tlumiče je také poměrně jednoduchá a levná výroba za pomoci lití do dvoudílných forem [30]. Značnou nevýhodou je však poměrně velká prostorová náročnost, která vznikla právě v důsledku finálního zvětšení průměrů tlumiče.

### 6.1.3 Tlumič na bázi mikro-perforovaných panelů (MPP)

Dalším velmi účinným způsobem, jak redukovat hluky aerodynamického původu, je za použití trubice osazené plastovou nebo kovovou tlumicí vložkou, která je tvořena plátem ve tvaru dutého válce. Tento plát obsahuje drobné otvory, pomocí kterých lze dosáhnout vysoké akustické impedance [22]. Zvuková vlna, která pak postupuje tímto prostředím, se má tendenci odrážet zpět. To zapříčiní částečné vyrušení vlny z důvodu negativní interference (kap. 3.1.8). Tuto metodu podrobněji zkoumala KTH Royal Institute of Technology [37] ve spolupráci s automobilkou VOLVO [38] a poukázala hned na několik významných předností tohoto tlumiče.

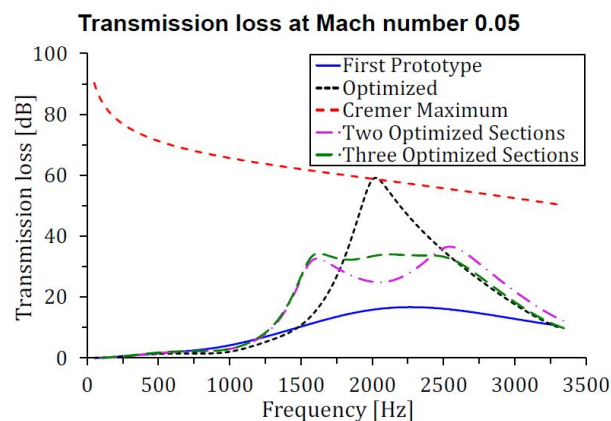
Prvními vzniklými prototypy byly tlumiče obsahující perforované pláty vyrobené z plastových nebo kovových materiálů. Během provedeného měření však bylo zjištěno, že tlumič osazený kovovým plátem dosahoval lepších tlumicích vlastností, než tomu bylo u tlumiče z plastového plátu [22]. Oba tlumiče však vykazovali poměrně nízkou schopnost útlumu při frekvencích hluku, jejichž násobky poloviční vlnové délky se rovnaly právě délce komory, kterou utváří tento perforovaný plát. Jinak řečeno, takto sestavený tlumič vykazoval velkou účinnost tlumení v úzkém rozsahu okolo 2 000 Hz, avšak ve větším rozsahu nastal jeho prudký pokles [22]. Z tohoto důvodu se do tlumiče implementovala jedna přepážka, která namísto jedné komory vytvořila komory dvě. Pomocí přepážky již tlumič dokázal o něco lépe tlumit tato jinak netlumená místa. Schéma tlumiče s implementovanou přepážkou je vidět na obr. 6-4. Vzhledem však k stále poměrně nestabilnímu útlumu pak byla přidána další přepážka, pomocí které již tlumič dokázal stabilně tlumit široký rozsah frekvencí mezi 1 500 a 3 000 Hz [22]. V tomto frekvenčním rozsahu již tlumič dokázal úspěšně potlačit většinu hluků aerodynamického původu.



Obr. 6-4 Geometrie tlumiče s MPP navržená v [52]. Předpokládá se kruhová symetrie a vnější komora je pevnými stěnami rozdělena na dvě nebo několik dutin [22].

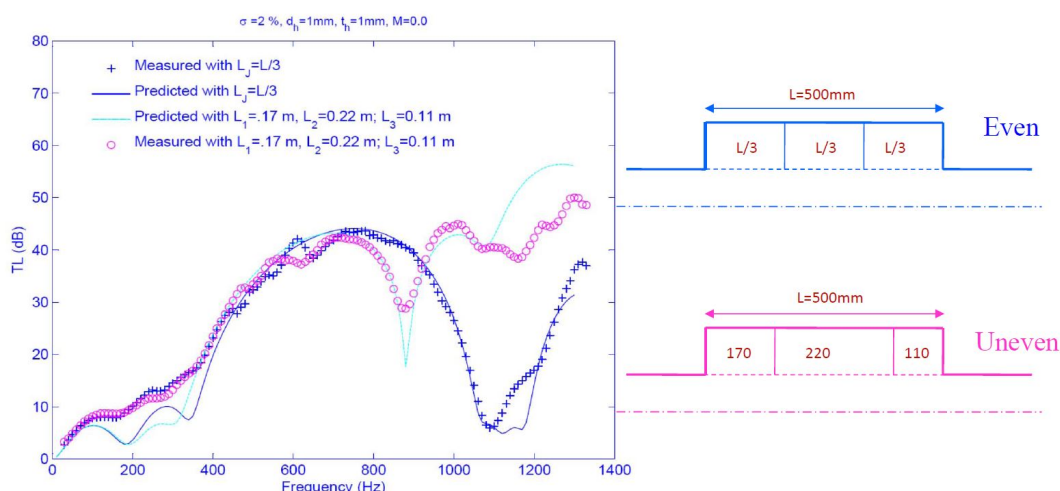
Tyto změny v útlumu tlumiče využívající perforované pláty v závislosti na počtu přepážek lze vidět na grafu 6-5, který se nachází na další straně, přičemž modrá křivka znázorňuje tlumič bez přepážky, černá poté odpovídá patřičně nakonfigurovanému tlumiči taktéž bez přepážky. Fialová čerchovaná křivka značí tlumič s jednou přepážkou, kde lze vidět, že nejslabší útlum je právě při frekvenci 2 000 Hz. Zelená křivka znázorňuje tlumič s dvěma přepážkami, který již dokáže udržet velmi stabilní hodnotu útlumu. V grafu lze také spatřit křivku červenou, která vyznačuje Cremerovu křivku. Jedná se o teoretickou maximální možnou míru útlumu [22]. Celé měření bylo provedeno při podzvukovém proudění vzduchu.





Graf 6-5 Předpokládaná ztráta přenosu zvuku u prototypu tlumiče pro různé konfigurace impedance dutiny MPP. Optimalizovaného výsledku se dosáhne vyladěním impedance stěny na základě Cremerovy impedance při cílové frekvenci 2000 Hz. Rozdělením tlumiče na 2 nebo 3 sekce naladěné na 1 500, 2 500 Hz a 1 500, 2 000 a 2 500 Hz [22].

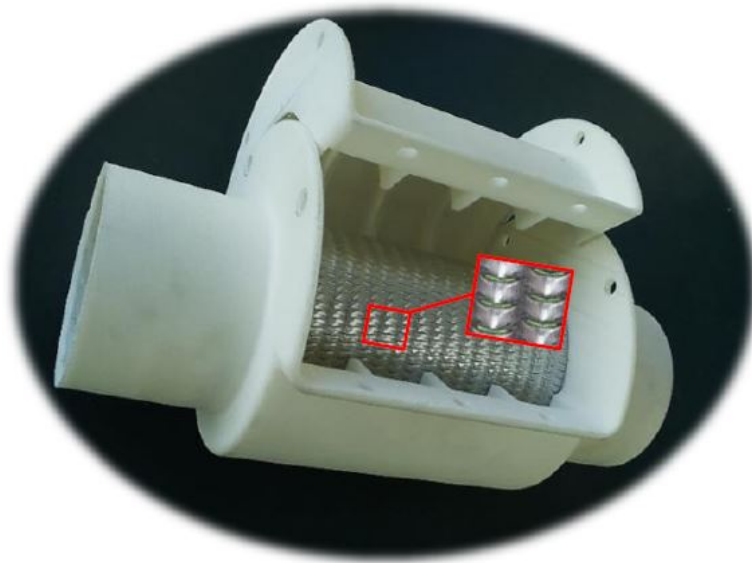
Jednou z největších předností těchto tlumičů je také možnost nakonfigurovat právě tyto přepážky v různých rozestupech, tedy tak, aby co nejefektivněji tlumily patřičné hluky v co nejširším frekvenčním spektru. Správnou konfigurací lze dosáhnout stabilního potlačení hladiny akustického tlaku nejdominantnějších hluků a také šumu o více jak 20 dB [22]. Příklad toho, jak rozestupy přepážek ovlivňují útlum zvuku je zachycen v grafu. 6-6. Modře označené schéma značí tlumič s pravidelnými rozestupy mezi přepážkami. V grafu je v tomto případě zřetelně vidět, že jak počítačem nasimulované hodnoty (plná křivka), tak hodnoty naměřené (křivka se symbolem „+“) vykazují značný pokles útlumu hluku (TL) v oblasti okolo 1 100 Hz. Fialově označený tlumič charakterizuje přepážky s nepravidelnými rozestupy. V tomto případě lze v grafu vidět, že pokles jak u nasimulovaných hodnot, tak hodnot naměřených, nastává při jiné hodnotě (přibližně 900 Hz), přičemž pokles není zdaleka tak výrazný. Navíc v oblasti (přibližně 1 100 Hz), kde modrý tlumič značně ztrácí schopnost útlumu, u fialového dochází dokonce k jeho nárůstu.



Graf 6-6 Rozdíl schopnosti útlumu mezi pravidelně uspořádanými přepážkami a přepážkami s rozdílným uspořádáním. Modeováno pomocí FEM [23].

Kromě velmi pozitivních výsledků z oblasti útlumu má také tento typ tlumiče výhodu například oproti tlumičům s vláknitou vložkou, které se kvůli opotřebením rozpadají, přičemž pak tyto částčky putují potrubím do intercooleru a spalovací komory motoru. Zde se posléze usazují, čímž mohou poškodit motor, nebo putují dál do výfukového potrubí, kde pak jako škodlivé plyny znečišťují ovzduší. V neposlední řadě není tento typ tlumiče rozměrově ani hmotnostně náročný [22].

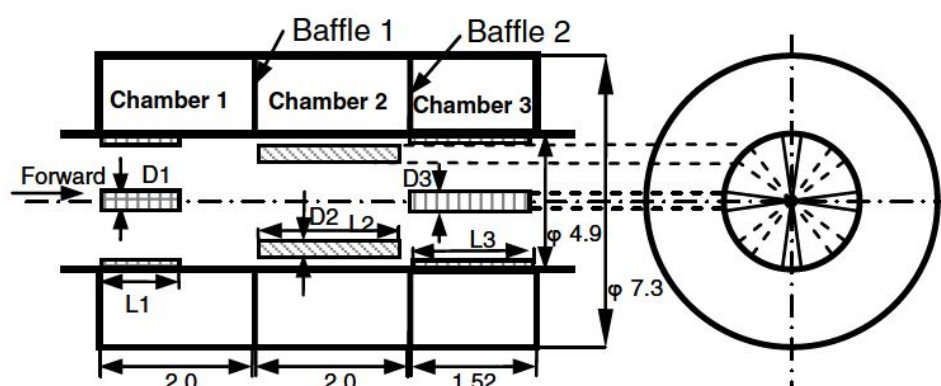
Na obrázku 6-5 je vidět jeden z prototypů MPP tlumiče s třemi přepážkami. V detailu lze také spatřit pohled na jednotlivé perforory, které mají obloukovitý tvar. Existují také tlumiče, u kterých jsou tyto perforory tvaru kulatého.



Obr. 6-5 Fotografie kompaktního tlumiče rychlého prototypu se zvětšeným pohledem na mikroperforovanou plechovou trubku (Acustimet<sup>™</sup>) [22].

#### 6.1.4 Vícekomorový tlumič s Helmholtzovými rezonátory (HRs)

Jedná se o velmi rozšířenou metodu, která účinně tlumí zvuky v širokém rozsahu 1 500 až 3 500 Hz, mezi které patří například hluky typu „Whoosh noise“, „Whining noise“ a podobně [24]. Tento tlumič je svou konstrukcí velmi podobný MPP tlumiči. Skládá se ze tří komor (chamber), které mají stejnou funkci jako je tomu u MPP tlumiče. Tyto komory oddělené přepážkami (baffles) jsou nazývány jako Helmholtzovy rezonátory a jejich rozměry jsou však na rozdíl od MPP tlumiče pevně dány [24]. Na rozdíl od hlinito-křemičitých vln, které se často vkládají do tlumičů pro svou schopnost pohlcovat hluk, tyto rezonátory fungují na principu odrazení zvukových vln. Na místo mikro-perforovaných panelů jsou zde však sloty, které díky správnému umístění pomáhají účinně tlumit tyto zvuky. Na každou komoru připadají právě 4 sloty o různých rozměrech, jenž byly testovány. Sloty jsou pak usazeny rovnoběžně s hlavní osou tlumiče. Uloženy jsou tak mimo jiné kvůli tomu, aby se předešlo vzniku hluku s charakteristickým pískáním v tlumiči, který vzniká obtékáním proudícího vzduchu okolo těles [24]. Tyto sloty jsou součástí hlavní trubice (neboli krku), kterou proudí vzduch z kompresorové části turbodmyhadla. Kompletní schematické zobrazení tlumiče je vidět na obrázku 6-6. Pro potřebné měření byly vytvořeny celkem dva prototypy o patřičných rozměrech slotů. Tyto rozměry jsou zapsány v tabulce 6-1. Oba prototypy tlumičů prošly jak výpočtovou analýzou, tak měřením ve skutečných podmínkách.

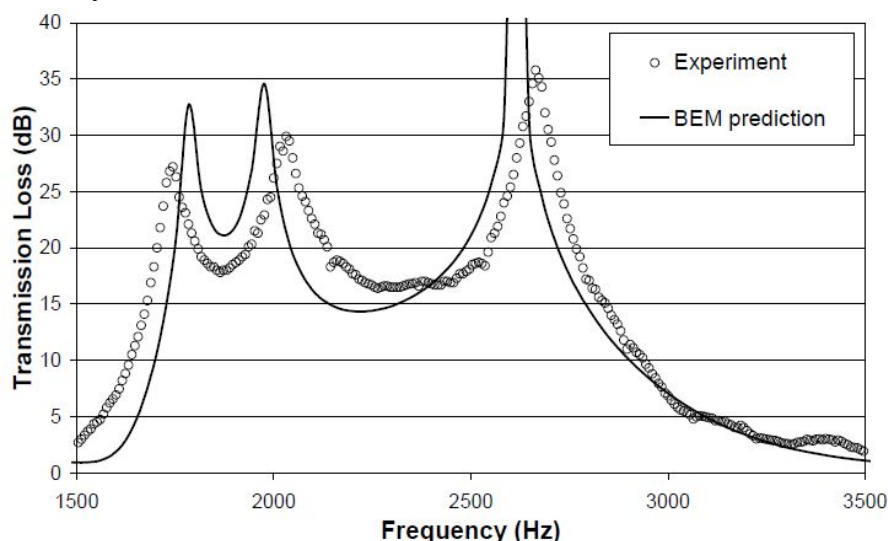


Obr. 6-6 Schéma vícekomorového tlumiče (cm) [24].

	L1	D1	L2	D2	L3	D3
Prototype 1	1.016	0.8	2.0	0.475	1.52	1.13
Prototype 2	2.0	0.318	2.0	0.475	1.52	1.11

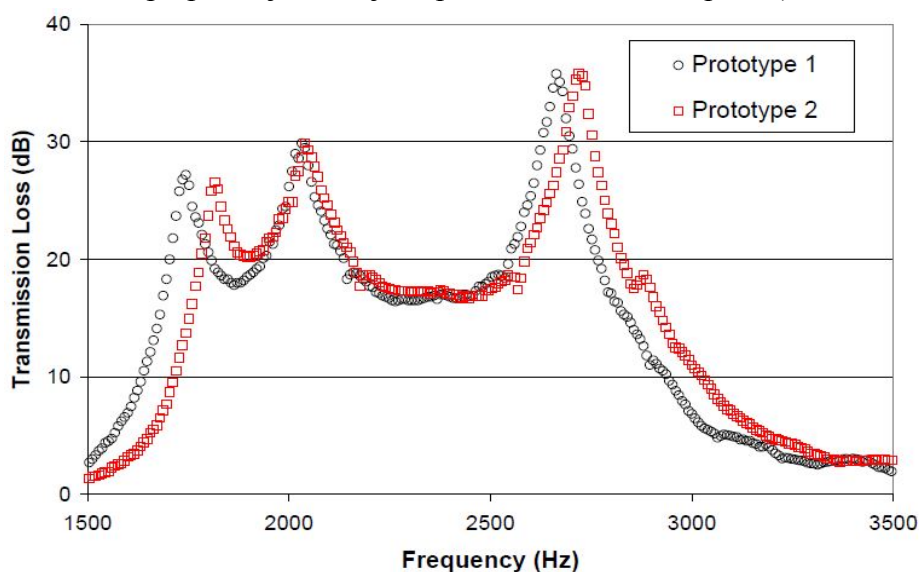
Tab. 6-1 Rozměry slotů u obou z prototypů [24].

Graf 6-7 zachycuje rozdíl schopnosti tlumení mezi počítačovou simulací a experimentálně naměřenými hodnotami (křivka se symbolem kruhu). Lze vidět, že obě křivky jsou velmi podobného charakteru. Avšak právě rozdíly mezi naměřenými a nasimulovanými hodnotami jsou zapříčiněny, jak bylo zjištěno, špatným utěsněním přepážek mezi dutinami, které pak dostatečně netlumily hluk.



Graf 6-7 Předpokládaná a naměřená hodnota schopnosti útlumu prototypu 1 [24].

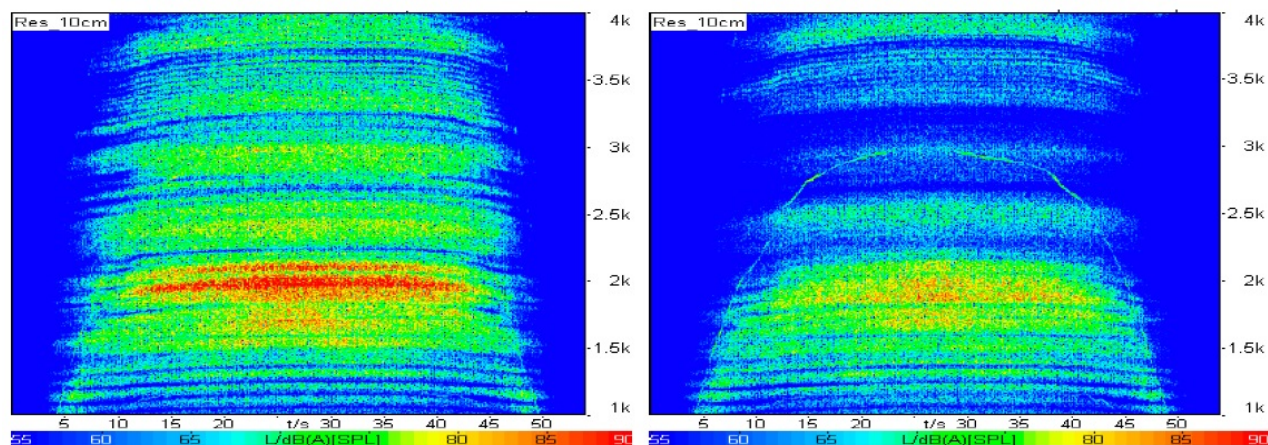
Skutečné naměřené hodnoty míry útlumu obou z prototypů byly vloženy do grafu 6-8, ze kterého lze vypočítat nejvyšší možnou schopnost útlumu v oblasti přibližně mezi 1 600 a 3 000 Hz. Naopak v místech s hodnotami 1 800 a 2 250 Hz jsou vidět hluboké poklesy schopnosti útlumu. To je způsobeno přepážkami, které oddělují jednotlivé komory (důvod byl vysvětlen u MPP tlumiče). Z těchto provedených měření bylo zjištěno, že prototyp 2 (červená křivka) disponuje mírně lepšími schopnostmi tlumit hluky, proto se další měření prováděla pouze na tomto prototypu, kde se však museli lépe utěsnit přepážky (graf rozdílů v útlumu při utěsnění přepážek je vidět jako přílohu 1 v seznamu příloh).



Graf 6-8 Naměřené hodnoty schopnosti útlumu prototypu 1 a 2 [24].

Po provedení patřičných úprav tlumiče se podařilo dosáhnout uspokojivých výsledků. V oblasti 1 800 – 2 800 Hz je tento tlumič schopen snížit hladinu akustického tlaku minimálně o 18 dB a v celém rozsahu 1 500 – 3 500 Hz přibližně o 10 dB. Výhoda vícekomorového Helmholtzova tlumiče nespočívá pouze ve schopnosti účinného tlumení širokopásmového šumu a tonálního hluku typu „BPF“, ale také v jeho prostorově nenáročné konstrukci [24].

V grafech 6-9 jsou na závěr zachyceny rozdíly hladin akustického tlaku mezi potrubím bez tlumiče (levý graf) a po tom, co byl do potrubí vložen právě výsledný tlumič.

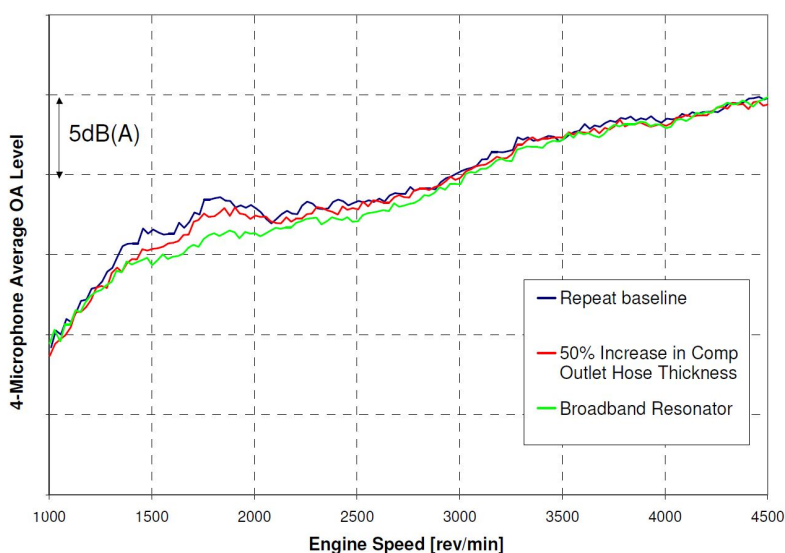


Graf 6-9 Naměřený útlum hluku [dB (A)] bez tlumiče a s tlumičem na výstupu tlumiče během 0 do 180 000 min<sup>-1</sup> [24].

### 6.1.5 Tlumení hluku úpravou tloušťky potrubí

Způsoby, jak snížit hladinu akustického tlaku, nespočívají pouze v implementování různých typů tlumičů. Jedna z možností, jak nežádoucí zvuky potlačit, je jednoduše zvětšení tloušťky samotného vysokotlakého potrubí na výstupu kompresoru turbodmychadla.

Společnosti Ford Motor Company Ltd. [44] a Ricardo UK Ltd. [45] se zabývaly výzkumem právě této problematiky a došli k závěru, že zvětšením celkové hmotnosti materiálu potrubí o 50 % zapříčiní snížení hladiny akustického tlaku přibližně o 1,5 dB [27]. Tlumičí schopnost se na první pohled nezdá nijak významná. Je třeba si však uvědomit, že se takhle metoda využívá v kombinaci právě s tlumiči, které jsem doposud popisoval. Navíc zvětšení tloušťky potrubí je z oblasti nákladů a výroby nejméně náročný způsob tlumení hluků. To, jaký vliv má na snížení hladiny akustického tlaku právě zvětšení tloušťky potrubí o 50 % (červená křivka), je možné vidět na grafu 6-10. Modrá křivka zde zastupuje původní potrubí s nijak netlumenými hluky a křivka zelená pak zastupuje hodnoty po použití obecného širokopásmového rezonátoru. Graf ukazuje závislost hladiny akustického tlaku v oblasti výstupu kompresoru vzhledem k rychlosti motoru.



Graf 6-10 Vliv tloušťky trubice na hladině akustického tlaku. Hodnoty zprůměrovány ze 4 mikrofonů [27].



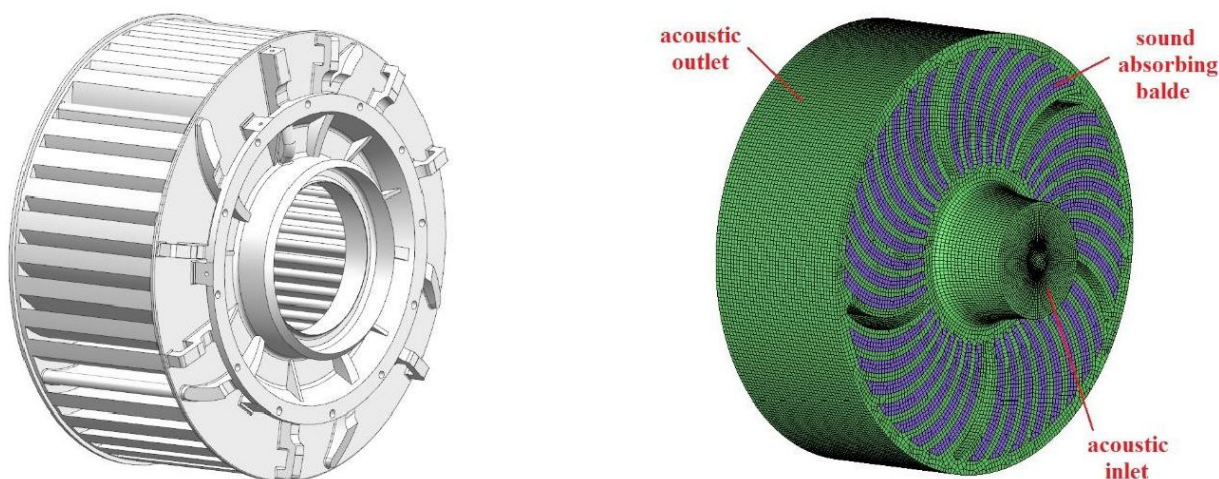
## 6.2 Potlačení hluků u turbodmychadel lodních motorů

Lodní motory využívající turbodmychadla jsou vzhledem k výkonu, objemu, rozměru a použití poměrně rozmanité, ale všem typům dominují hluky především aerodynamického původu, patří mezi ně především již zmiňované hluky typu „BPF“ nebo „Buzz-saw noise“ [19]. Turbodmychadla těchto motorů lze rozdělit do dvou kategorií, podle kterých se poté určuje vhodnost daného typu tlumiče. První kategorií jsou motory s turbodmychadly o malých průtocích vzduchu a nízkých tlacích. Jedná se o lodě menšího charakteru pro menší počet osob, často označovány jako lodě s motory o vysokých rychlostech. Pro tyto typy turbodmychadel se k tlumení hluků využívá stejných tlumičů, jako je tomu u osobních nebo nákladních automobilů [40]. Tlumiče pro tyto turbodmychadla mají schopnost efektivně potlačit jak širokopásmový šum, tak vysokofrekvenční dominující hluky. Jejich vlastnostmi a efektivitou se však již nebudu zabývat, lze totiž říct, že jsou jejich účinky velmi podobné, jako je tomu v případě automobilů. Na rozdíl však od turbodmychadel automobilů, u lodních motorů se tlumiče ve většině případů implementují do oblasti sání kompresoru, a to platí i pro druhou kategorii turbodmychadel.

Do druhé kategorie se řadí lodní motory s turbodmychadly, které pracují již s daleko většími průtoky vzduchu a také tlaky. Do této skupiny se řadí lodě mnohem většího charakteru vybaveny motory o nízkých a středních rychlostech. Patří mezi ně mimo jiné nákladní lodě nebo trajekty. Je tedy jasné, že tyto motory budou mnohonásobně větší, silnější a objemnější, než je tomu u motorů o vysokých rychlostech. Podobně tomu bude i z hlediska vzniku hluků. Běžně se totiž hladina akustického tlaku, a to jen samotného turbodmychadla, u těchto lodí pohybuje o hodnotách až do 140 dB [40] a to navíc v mnohem širším frekvenčním rozsahu. Na tuto skutečnost poukazuje také graf, který je vložen v seznamu příloh (příloha 3), přičemž na pravé straně je zobrazena nejvyšší naměřená hladina akustického tlaku (což je při 23 000 min<sup>-1</sup>) v závislosti na frekvenci. Na levé straně je pak vidět kompresorovou mapu s výskytem různých hladin akustického tlaku. Takto vysoká míra akustického tlaku je pro lidský sluch kritická a to i v krátkém úseku jeho působení. Pro potlačení těchto hluků už však není vhodné využívat většiny tlumičů, které se používají u osobních nebo nákladních automobilů, protože mají zkrátka schopnost efektivního útlumu hluků na takovém frekvenčním spektru, které není dostatečně široké na to, aby tlumiče účinně potlačily hluk v tak silných turbodmychadlech.

### 6.2.1 Disipativní tlumič

Velice efektivním způsobem potlačení zvuků je použití právě tohoto typu tlumiče, který působí na vstupu kompresoru. Tento tlumič disponuje 37 zvuk absorbujícími lopatkami [40], které se nachází na vnitřní straně obvodu bubnu. Lopatky jsou převážně utvářeny, v této práci již zmiňovanými, mikro-perforovanými panely MPP, jenž jsou navíc obohaceny o hlinito-křemičitou minerální vlnu [40]. Jedná se sice o relativně rozměrově náročný tlumič, avšak svou konstrukcí a použitým materiálem spolehlivě potlačuje jak dominující hluky o vysokých frekvencích, tak šum o nízkých a středních frekvencích [40]. Celý princip fungování spočívá v tom, že vzduch nejprve putuje do vstupu tlumiče, kde dále proudí kolem tlumících lopatek a minerální vlny do sání kompresoru turbodmychadla. Geometrický model tlumiče je vidět na obrázku 6-7 na levé straně. Pro snazší pochopení je na pravé straně přiložen také akustický model tlumiče.

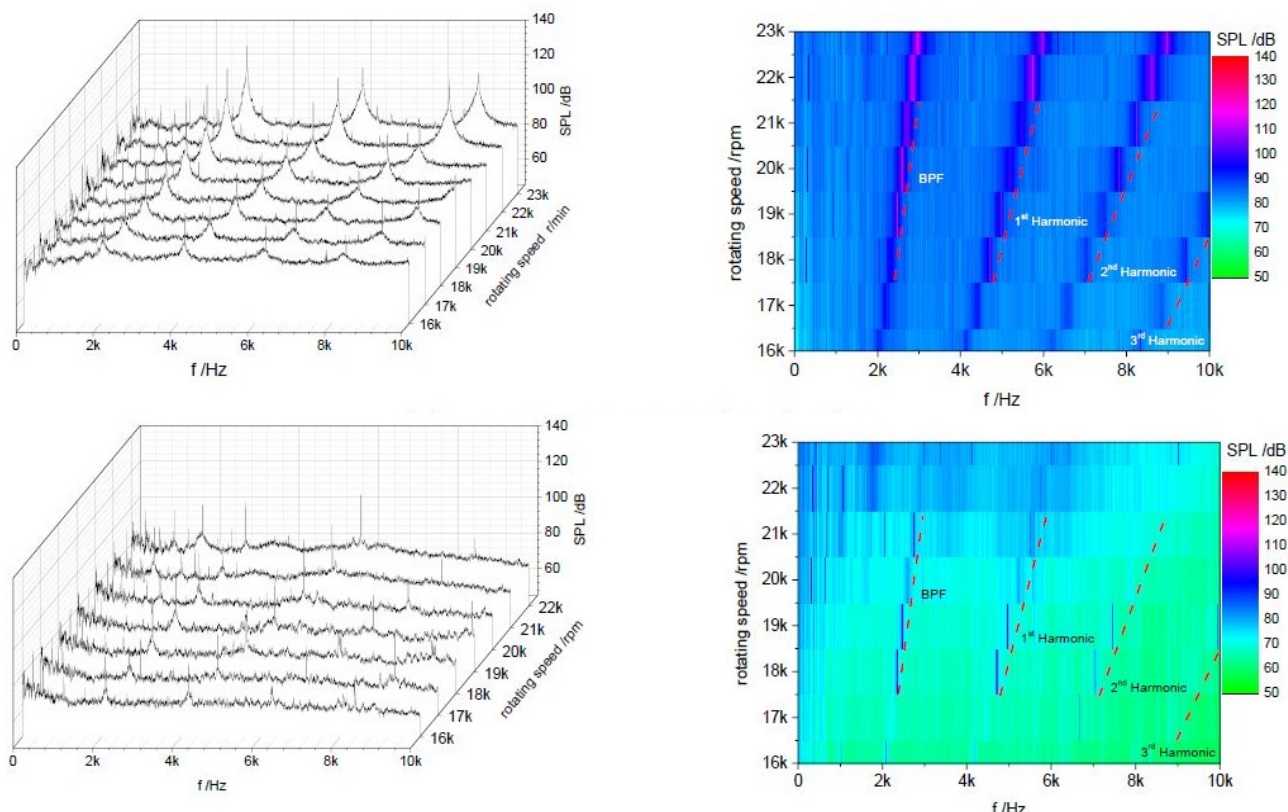


Obr. 6-7 Stručné představení tlumiče do oblasti sání [40].

Aby však mohlo být posouzeno, do jaké míry je tlumič schopen hluk redukovat, bylo uskutečněno několik typů měření. Jako první byl proveden statický test, což znamenalo nasimulování co možná nejreálnějších podmínek, kterým by tlumič odolával ve skutečnosti. Při tomto testu však nebyl tlumič připojen k sání kompresoru. Po provedené simulaci byl zaznamenán značný pokles hladiny akustického tlaku při středních a nízkých frekvencích o hodnotu 25,7 dB [40], a to jak pro hluk typu „BPF“, tak pro doprovázející širokopásmový šum. Ve vyšším frekvenčním rozsahu pak tlumič vykazoval stabilní útlum o více než 20 dB [40].



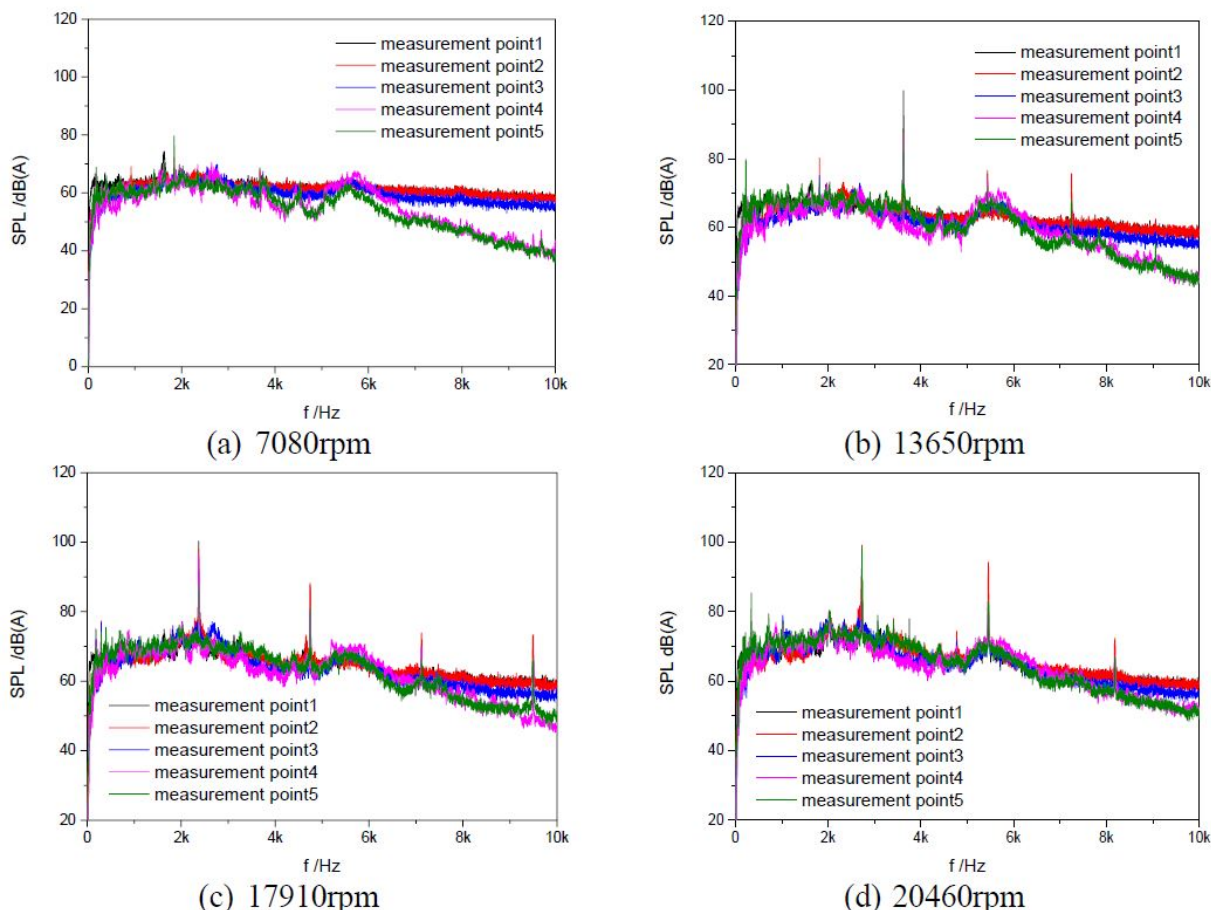
Aerodynamické testování, které bylo provedeno již se zapojeným turbodmychadlem, potvrdilo předešlou simulaci. O tom se lze přesvědčit právě z přiložených grafů 6-11 (horní grafy zobrazují porovnání útlumu kompresoru bez tlumiče a dolní grafy pak s tlumičem). Dominantní hluk typu „BPF“ je potlačen natolik, že došlo téměř k jeho vymizení [40]. Poměrně velký útlum lze vidět také v případě hluku typu „Buzz-saw noise“ (v grafech označeno jako 1<sup>st</sup> Harmonic, 2<sup>nd</sup> Harmonic a 3<sup>rd</sup> Harmonic) a širokopásmového šumu. Celková hladina akustického tlaku při simulaci nepřesáhla hodnotu 80 dB [40].



Graf 6-11 Spektrální charakteristika hluků v kompresoru v závislosti na rychlosti rotace rotoru [40].

Nakonec bylo provedeno testování za skutečných podmínek a prostředí. Aby se dosáhlo co nejpřesnějších výsledků, bylo měření provedeno při pěti různých rychlostech rotace rotoru. U všech nastavených rychlostí byl zjištěn značný útlum nejdominantnějšího hluku typu „BPF“, avšak bohužel ne v takové míře, jako tomu bylo u předešlých testování. Nicméně nejdominantnější hluk nepřesáhl přibližnou hodnotu 100 dB, což značí stále vyhovující útlum akustického tlaku o více jak 30 dB [40]. Potvrdila se také schopnost potlačení širokospektrálního šumu. Během tohoto testování však vyšlo najevo, že u hluku typu „Buzz-saw noise“, který často doprovází právě „BPF“, nedošlo k žádnému výraznému poklesu hladiny akustického tlaku. A co navíc, během toho, co došlo k tak značnému útlumu „BPF“, tento bzučivý zvuk ještě více vynikl [40].

Grafy 6-12 naměřených hodnot při stanovených rychlostech jsou vidět níže. Grafy jsou rozděleny podle barev, které značí různě umístěné snímací mikrofony v oblasti tlumiče. Je možné si povšimnout, že mikrofony 1, 2 a 3 ukazují vyšší hodnoty širokospektrálního šumu. Je tomu tak z toho důvodu, že právě tyto snímače vykazují vyšší hladinu vlastního šumu v mikrofону [40].



Graf 6-12 Spektrální charakteristika hluků v turbodmychadle při různých rychlostech rotoru [40].

Další problém, který může u tohoto tlumiče nastat, je postupné uvolňování drobných částecek právě z hlinito-křemičité minerální vlny. Avšak to by nemělo mít vzhledem k celkovým rozměrům motoru tak negativní dopad na funkčnost samotného motoru. Nicméně tyto částecčky mohou putovat výfukovým systémem do ovzduší, které je posléze znečišťováno.

## 6.3 Potlačení hluků u turbodmychadel diesellových vlakových motorů

To, že je kabina řidiče spolu se strojovnou součástí jediné lokomotivy, utváří poměrně závažný problém. Tato kabina je totiž od strojovny oddělena pouze stěnou s dveřmi a řidič se tak nachází téměř v epicentru zdroje hluku. Zvuky o hladinách akustického tlaku s hodnotami více než 100 dB [32], vznikající jak v turbodmychadle, tak v samotném motoru lokomotivy, mají pak nebezpečný vliv na řidiče. Člověk, který se nachází v kabině řidiče, pak nemusí slyšet výstražné signály nebo svého kolegu a může tak dojít doslova ke katastrofě. Pro přehlednost, v kabině lokomotivy LDE 2100 HP byla naměřena hladina akustického tlaku o hodnotě 87 dB [32], což je o 12 dB více [32], než je dovolené maximum hluku v kabině řidiče lokomotiv.

Turbodmychadla diesellových motorů lokomotiv se řadí mezi turbodmychadla s vyšším průtokem vzduchu a také vyšším tlakem. Svou charakteristikou se tedy velmi podobají turbodmychadlům lodních motorů. Proto je na místě k potlačení zvuků aerodynamického původu použít také disipativní tlumiče. Spolu s hluky vznikajícími v turbodmychadlech se však ve strojovně objevuje velké množství zdrojů hluků jiného původu. Navíc všechny tyto zvuky mají i po použití tlumících metod stále poměrně vysokou hladinu akustického tlaku, což je logické, vzhledem k tak obrovskému objemu a výkonu samotného motoru. Z hlediska potlačení různých typů hluků je tedy jednodušší provést tzv. hlukovou izolaci celé strojovny. Tato izolace spočívá ve vyztužení nejen stěn a stropu strojovny, ale také například dveří pomocí hluk pohlcujících materiálů. Mezi nejvíce využívané materiály patří speciální izolační pěny vytvářející děrovanou strukturu, díky které hluk nepostupuje dál do kabiny řidiče nebo do okolí lokomotivy [43]. Dále se využívají hluk pohlcující dlaždice, které se lepí na samotné stěny nebo rám. Takto provedená izolace stěn a stropu dokáže účinně snížit hladinu akustického tlaku od 5 do 15 dB (v závislosti na frekvenci) [43]. V neposlední řadě lze k potlačení využít například různé gumové podložky a těsnění v oblasti dveří [43]. Podrobnější přehled účinnosti útlumu při konkrétním rozsahu frekvencí je zobrazen v tabulce 6-2, kde je mimo jiné zobrazena také účinnost útlumu aktivní metody (Active Noise Cancellation). Tyto hodnoty byly naměřeny v lokomotivě EMD SD70MAC [43], je tedy třeba vzít v potaz fakt, že u jednotlivých modelů se účinnosti daných metod budou mírně lišit.

Noise Control Treatment	Estimated Noise Reduction	Effective 1/3 O.B. Frequency Range
Rubber isolating pads	3 dB	4 Hz – 100 Hz
Active Noise Cancellation	7 dB	31.5 Hz – 200 Hz
Steel panel damping	3 dB	200 Hz – 10,000 Hz
Acoustical absorption on ceilings and walls	5 dB	500 Hz – 800 Hz
	10 dB	1000 Hz – 2500 Hz
	15 dB	3150 Hz – 10,000 Hz

Tab. 6-2 Odhadovaná efektivita jednotlivých metod potlačení hluku [43].

## 7 ANALÝZA PASIVNÍCH METOD

V předešlé kapitole jsem přiblížil nejvýznamnější metody k pasivnímu potlačení hluku turbodmychadel ať už o nižších průtocích vzduchu, mezi které patří hlavně osobní a nákladní automobily, menší průmyslové stroje a lodě menšího charakteru, tak turbodmychadel o průtocích větších. Do této kategorie se řadí především dieselové lokomotivy nebo nákladní lodě. Součástí mé práce je také porovnat jednotlivé metody spolu s ostatními a zjistit, která z možností se zdá být nejvhodnější, a to především z hlediska její schopnosti tlumit hluky aerodynamického původu, ale také z pohledu náročnosti na výrobu, celkové nákladnosti, hmotnosti nebo například prostorové náročnosti.

Ve skutečnosti tyto tlumiče fungují na dvou základních principech, přičemž oba typy s sebou přinášejí své výhody, ale také nedostatky. Do první skupiny řadíme tlumiče, které mají díky své konstrukci a materiálu schopnost odrážet zvukové vlny a pomocí toho docílit jejich vzájemnému vyrušení. Vzhledem k této skupině jsem došel k závěru, že nejefektivnější metodou pasivního potlačení hluku pro turbodmychadla o nízkých průtocích vzduchu jsou tlumiče založené na principu HQ trubice. V této kategorii jsem předvedl A-trubicový tlumič [21] hluku používaný společností Stellantis [39] a tlumič spirálovitého charakteru. Oba tlumiče se vyznačují svou poměrně vysokou schopností útlumu v širokém frekvenčním spektru od 1 000 do 3 500 Hz [21, 30]. Jejich obrovskou výhodou jsou také velmi nízké náklady na výrobu a v obou případech se jedná o tlumiče, které lze efektivně sériově vyrábět. Zatímco však spirálovitý tlumič se častěji potýká s problémy vzhledem k značnému poklesu tlaku vzduchu v trubici [30], A-trubice je v tomto ohledu bezproblémová. Další a největší výhodou A-trubice je schopnost stabilně redukovat hladinu akustického tlaku o hodnotách až 23.5 dB [21], což žádná z ostatních metod v oblasti turbodmychadel o nízkých průtocích není schopna. I tento tlumič má však i svá negativa a to v podobě poměrně velkých rozměrů způsobených zajištěním dostatečné délky HQ trubice pro její správnou funkčnost.

Jako velmi efektivní metodou pro útlum hluků se jeví také tlumič na bázi MPP, který se svou schopností útlumu o více jak 20 dB [22] v rozsahu od 1 200 až 3 500 Hz [22] sice mírně zaostává za A-trubicí, avšak tento typ tlumiče lze úspěšně také implementovat do turbodmychadel o vysokých průtocích vzduchu v podobě disipativního tlumiče. Navíc vyniká také svou nízkou hmotností a rozměrovou nenáročností, což je také jeden z důvodů, proč se hodí do velko-průtočných turbodmychadel na rozdíl od HQ trubic. Tlumiče na způsob HQ trubice by totiž u těchto turbodmychadel byly rozměrově až příliš náročné.

O trochu méně vyhovující metodou je tlumič s Helmholtzovými rezonátory. Jeho poměrně velkou slabinou je nízká útlumová schopnost, která dosahuje svého maxima poměrně v úzkém frekvenčním rozsahu mezi 1 800 a 2 800 Hz [24], a to o hodnotě více jak 18 dB [24]. Ve srovnání s předešlými typy, tento tlumič disponuje také celkově užším frekvenčním spektrem stabilního útlumu, které se nachází až od hodnot 1 500 do 3 500 Hz, přičemž se jedná o hodnoty jen okolo 10 dB [24]. Dalším důvodem, proč tento tlumič řadím až sem, je jeho větší náročnost na výrobu. Výhodou tohoto typu tlumiče je naopak jeho rozměrová nenáročnost.

Druhou metodou pasivního potlačení hluku jsou tlumiče na principu pohlcování zvukových vln. Vzhledem k této skupině hovoříme o materiálech, které mají vlastnosti zvukové vlny pohltit. Tyto materiály jsou buďto součástí samotných tlumičů jako je tomu například u disipativního tlumiče, nebo se využívají jako izolační materiál tlumící tyto zvuky. Právě u disipativního tlumiče se využívá kombinace zvuk pohlcující hlinito-křemičité minerální vlny a mikro-perforovaných zvuk odrážejících plátů k dosažení co možná nejlepších tlumicích výsledků. Díky takto sestavenému tlumiči je možné dosáhnout stabilního útlumu dominantních „BPF“ hluků a širokopásmového šumu o hodnotách 30 dB v širokém spektru frekvencí [40]. V tomto případě však nastávají hned dva problémy. Prvním je fakt, že tlumič nedokáže nijak značně potlačit některé dominující hluky, příkladem tomu je hluk typu „Buzz-saw noise“, který se pak dostává do slyšitelného popředí [40]. Druhý problém spočívá právě ve využití hlinito-křemičité minerální vlny, která se má tendenci během používání rozpadat. Aby se zabránilo alespoň prvnímu problému a dosáhlo ještě většího útlumu, spolu s tlumičem se provádí také izolace pomocí těchto zvuk pohlcujících materiálů. Tato metoda je v kombinaci s použitím disipativního tlumiče nejefektivnější z hlediska turbodmychadel o velkých průtocích. Přičemž se těmito materiály (guma, pěna, hlinito-křemičitá minerální vlna) izoluje celá strojovna. Velkou výhodou oproti disipativnímu tlumiči (například u lodních motorů) je schopnost pohlcovat hluky vzniklé nejen od samotného turbodmychadla, ale vzhledem ke svému umístění také hluky vznikající v samotném motoru, a to o hodnotách 3 až 15 dB [43] v obrovském frekvenčním spektru od 4 do 10 000 Hz [43]. Co je však nevýhodou této metody, je velký nárůst hmotnosti samotného stroje v důsledku tak rozsáhlé izolace a množství použitého materiálu, s čímž také souvisí vyšší pořizovací cena.

Do skupiny se schopností pohlcovat zvukové vlny patří také metoda založená na základě zvětšení tloušťky samotného potrubí. Toto potrubí se vyrábí z gumy, která má sama o sobě schopnost hluk pohlcovat. Při zvětšení hmotnosti tohoto potrubí tedy docílíme lepších tlumicích vlastností. Pokles hladiny akustického tlaku je sice pouze v rámci jednotek dB, avšak největší výhodou této metody je možnost kombinace s jakýmkoli jiným typem tlumičů.



## ZÁVĚR

Cílem mé práce bylo vytvoření rešerše se zaměřením na problematiku vzniku a chování různých typů hluků, především aerodynamického původu, v turbodmychadlech. Následně jsem měl provést analýzu pasivních metod, pomocí kterých lze tyto hluky potlačit.

Tohle téma jsem pojal jako celistvý přehled informací v oblasti vzniku, chování a následnému potlačení hluků v turbodmychadlech, podle čehož jsem také postupoval. Nejprve jsem se zaměřil na jednotlivé typy turbodmychadel, přičemž jsem se ani tak nezajímal o princip fungování a vlastnosti turbodmychadla jako celku, ale primárně jsem se snažil pochopit to, jak se chovají jeho samotné součásti, abych poté mohl lépe pochopit problematiku samotného vzniku různých zvuků, které jsou spojeny s těmito součástmi. Než jsem však začal řešit problematiku hluků v turbodmychadlech, bylo zapotřebí nejprve pochopit samotnou podstatu vzniku a šíření hluků z fyzikálního hlediska, proto jsem na tohle téma vytvořil dvě kapitoly, které by měly čtenáři pomoci nabýt základní znalosti nutné pro lepší orientaci a pochopení celé práce.

Následně jsem se již mohl zabývat vznikem hluků v turbodmychadlech. V této kapitole jsem poměrně detailně charakterizoval zvuky neodmyslitelně spojené s chodem turbodmychadel. Zjistil jsem, že většina hluků v turbodmychadlech, které může člověk nejčastěji slyšet a jsou celkově svou hladinou akustického tlaku vůbec nejdominantnější, jsou právě hluky aerodynamického původu, přičemž všechny vznikají v kompresorové části vlivem proudění velké masy vzduchu. Nejvíce mě zaujal hluk typu „Blade passing frequency“, který ve všech materiálech, ze kterých jsem čerpal, vystupoval jako nejdominantnější zvuk vznikající v turbodmychadlech vůbec. V mé práci jsem se měl především věnovat hlukům aerodynamického původu, avšak cítil jsem potřebu také zmínit druhý typ hluků, tedy ten, který je původu mechanického. Důvodem, proč jsem věnoval část mé práce také těmto hlukům, bylo lepší pochopení celé problematiky a uvědomění si spojitostí mezi těmito typy hluků. Dále mi také přišlo velmi užitečné vytvořit celistvý přehled o této problematice, protože existuje opravdu velká spousta různých typů zvuků v turbodmychadlech, které se zdají být sobě velmi podobné, avšak jejich příčina vzniku může být naprosto odlišná. Vytvoření kapitoly zabývající se jednotlivými typy hluků pro mě bylo velmi obtížné, protože například hladiny akustického tlaku nebo frekvenční rozsahy hluků jsou závislé opravdu na mnoha faktorech. Proto se mi velmi často stávalo, že byly dané hluky v jednotlivých literaturách charakterizovány velmi rozdílně a často byly také nazývány odlišně.

V další kapitole jsem se již zabýval samotnými metodami potlačení těchto hluků, přičemž mé primární zaměření bylo právě na metody pasivní. Zde jsem představil nejefektivnější prostředky nejen pro co nejvyšší útlum hluků, ale také například na jejich výrobu, hmotnostní a prostorovou náročnost nebo šetrnost k životnímu prostředí. Dle dohledaných informací jsem zjistil, že velmi záleží na tom, o jaké turbodmychadlo se jedná, především zda jde o turbodmychadlo s nízkým průtokem vzduchu a nízkým pracovním tlakem nebo naopak o vysokoprůtočné turbodmychadlo s tlakem vysokým.

Po provedené analýze jsem došel k závěru, že v oblasti nízkoprůtočných turbodmychadel používaných mimo jiné například v osobních nebo nákladních automobilech, jsou nejefektivnější metodou k potlačení hluku právě aerodynamického původu tlumiče se schopností odrážet zvukové vlny. Tyto tlumiče totiž velmi vynikají vysokou mírou útlumu na poměrně úzkém frekvenčním spektru, do kterého však spadá většina aerodynamických hluků vznikajících právě u tohoto typu turbodmychadel. U druhé skupiny turbodmychadel je lepší využívat tlumiče, které sice fungují také na principu odražení zvukových vln, ale navíc využívají také materiály se schopností zvukové vlny pohlcovat. Tyto tlumiče jsou zde vhodné z toho důvodu, protože v těchto turbodmychadlech hluky vznikají o daleko vyšší hladině akustického tlaku a několikanásobně širším frekvenčním rozsahu.

Čtenáři by má práce měla posloužit jako obecný přehled toho, s jakými typy zvuků se lze v turbodmychadlech setkat, čím jsou tyto hluky charakteristické a se kterou konkrétní součástí souvisí. Dotyčný by tak měl najít odpověď na to, jaká je příčina vzniku jednotlivých hluků a jak je od sebe dokázat odlišit. Dále by se měl dovědět, jaké jsou nejúčinnější metody pro potlačení daných hluků a jak tyto metody fungují. Osobně bych si přál na tuhle práci v budoucnu navázat, rozšířit ji o metody aktivní a vytvořit tak kompletní přehled problematiky hluků a jejich potlačení vůbec.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] NGUYEN-SCHÄFER, Hung. *Aero and vibroacoustics of automotive turbochargers* [online]. Springer, 2013 [cit. 2020-10-01]. ISBN 9783642350702. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-642-35070-2
- [2] MILLER, Jay K. *Turbo: real world high-performance turbocharger systems*. North Branch, MN: CarTech, ©2008, 160 p. S-A design. ISBN 19-324-9429-4.
- [3] GARRETT. *Turbo Tech 101| Basic : Understanding the Parts of the Turbocharger* [online]. Garrett Motion Inc, 2019 [cit. 2021-01-13]. s. 1–8. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/turbocharger-technology/how-a-turbo-works/basic/>
- [4] DUŠIL, Tomáš. *EGR ventil: K čemu slouží? A jaké problémy mívá?* | auto.cz [online]. 2020 [cit. 2021-01-13]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/egr-ventil-postrach-modernich-motoru-k-cemu-vlastne-slouzi-a-proc-je-tak-problemovy-103380>
- [5] SHEN, Xianqing, Kai SHEN a Zhendong ZHANG. Experimental study on the effect of high-pressure and low-pressure exhaust gas recirculation on gasoline engine and turbocharger. *Advances in Mechanical Engineering* [online]. USA, SAGE, 2018, vol. 10, s. 1-8 [cit. 2021-1-17]. ISSN 16878140. Dostupné z: doi:10.1177/1687814018809607
- [6] MIKULČÁK, Jiří. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky a vzorce pro střední školy*. Praha: Prometheus, 2003, 276 s. ISBN 80-7196-264-3.
- [7] NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. 3. přeprac. vyd. Praha: ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04347-9.
- [8] Váhové filtry pro měření zvuku. [www.ekosoftware.cz](http://www.ekosoftware.cz) [online]. Liberec: DESIGN POINT, (7)2017 [cit. 2021-1-28]. Dostupné z: <https://www.ekosoftware.cz/vahove-filtry-pro-mereni-zvuku>
- [9] HEFFNER, Henry E. a Rickye S. HEFFNER,. Hearing ranges of laboratory animals. *Journal of the American Association for Laboratory Animal Science* [online]. JAALAS, 2007, vol. 46, no. 1, s. 11–13 [cit. 2021-02-05]. ISSN 15596109. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/6597029\\_Hearing\\_Ranges\\_of\\_laboratory\\_animal](https://www.researchgate.net/publication/6597029_Hearing_Ranges_of_laboratory_animal)
- [10] Calvo, J. & Diaz, V. & San Román, J. Controlling the turbocharger whistling noise in diesel engines. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration* [online]. Inderscience Enterprises Ltd, Spain, 2006, vol. 2, no. 1, s. 17-28 [cit. 2021-02-05] 2. 10.1504/IJVNV.2006.008524.
- [11] WOLFF, K, Christoph STEFFENS, R AYMANN, R STOHR a Stefan PISCHINGER. 43-20085246 Turbo Charger Noise\*-Development of a Methodology for the Acoustic Turbo Charger Layout. *fev.com* [online]. JSAE Annual Congress, Germany, 2008, first report, [cit. 2021-02-11]. Dostupné z: [http://www.fev.com/fileadmin/fev-resources/Publications/NVH/Turbo\\_Charger\\_Noise\\_-\\_Development\\_of\\_a\\_Methodology\\_for\\_the\\_Acoustic\\_Turbo\\_Charger\\_Layout.pdf](http://www.fev.com/fileadmin/fev-resources/Publications/NVH/Turbo_Charger_Noise_-_Development_of_a_Methodology_for_the_Acoustic_Turbo_Charger_Layout.pdf)



- [12] GANCEDO, M., E. GUILLOU a E. GUTMARK. Effect of bleed slots on turbocharger centrifugal compressor stability. *International Journal of Heat and Fluid Flow* [online]. Elsevier Inc., United States, 2018, **70**(March), s. 206–215 [cit. 2021-02-25]. ISSN 0142727X. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2017.12.007
- [13] Borg warner [online]. United States: BorgWarner, 2021 [cit. 2021-02-25]. Dostupné z: <https://www.borgwarner.com/legal/site-information>
- [14] Garrett motion [online]. United States: GARRETT MOTION, 2021 [cit. 2021-02-25]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/>
- [15] MAN B&W S60MC6: *Project Guide Camshaft Controlled Two-stroke Engines* [online]. MAN Diesel, Germany, (1)2009, 7th. edit., s. 1-22 [cit. 2021-02-27]. Dostupné z: <http://engine.od.ua/ufiles/MAN-S60mc6.pdf>
- [16] KNEŽEVIĆ, Vlatko, Josip OROVIĆ, Ladislav STAZIĆ a Jelena ČULIN. Fault tree analysis and failure diagnosis of marine diesel engine turbocharger system. *Journal of Marine Science and Engineering* [online]. MDPI, Basel, Switzerland, 2020, s. 1–19 [cit. 2021-02-27]. ISSN 20771312. Dostupné z: doi:10.3390/jmse8121004
- [17] MAN: *Energy solution* [online]. Germany: MAN Energy Solutions SE, 2021 [cit. 2021-02-27]. Dostupné z: <https://www.man-es.com/>
- [18] GAUTAM, Anirudh a Avinash Kumar AGARWAL. *Comparative Evaluation of Turbochargers for High Horsepower Diesel-Electric Locomotives* [online]. In: . United States, SAE International, 8. 4. 2013 [cit. 2021-02-28]. Dostupné z: doi:10.4271/2013-01-0930
- [19] LIU, Chen, Yipeng CAO, Yang LIU, Wenping ZHANG, Pingjian MING a Sihui DING. Numerical and experimental analyses of intake silencer and its effects on turbocharger compressor performance. *Advances in Mechanical Engineering* [online]. SAGE, 2019, **11**(3), s. 1–15 [cit. 2021-03-02]. ISSN 16878140. Dostupné z: doi:10.1177/1687814019826677
- [20] Noise Control Concepts. IAC Acoustics. [online]. United States: Bright Cloud Studio, 2021 [cit. 2021-03-02]. Dostupné z: <https://www.iacacoustics.com/blog-full/noise-control-concepts.html>
- [21] Trochon, E. A New Type of Silencers for Turbocharger Noise Control. *Journal of Passenger Car: Mechanical Systems Journal* [online]. SAE Transactions, 2001, vol. 110, s. 1-6, 1587-1592 [cit. 2021-03-04]. Dostupné z: <http://www.jstor.org/stable/44731017>
- [22] KABRAL, Raimo. Turbocharger Aeroacoustics and Optimal Damping of Sound [online]. KTH Royal Institute of Technology, Sweden, 2017, s. 1-79 [cit. 2021-03-06]. Dostupné z: <https://www.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A1096314&dsid=9657>. Doctoral thesis. KTH, School of Engineering Sciences (SCI), Aeronautical and Vehicle Engineering, Marcus Wallenberg Laboratory MWL. Vedoucí práce Åbom Mats, Bodén Hans prof., Knutsson Magnus dr.
- [23] ABOM, Mats a Sabry ALLAM. On the use of micro-perforates for machinery and vehicle noise control. *The Journal of the Acoustical Society of America* [online]. KTH Royal Institute of Technology, Sweden, 2012, 132(3) [cit. 2021-03-07]. Dostupné z: doi:10.1121/1.475492

- [24] LEE, I. J., A. SELAMET, H. KIM, T. C. KIM a J. KIM. Design of a multi-chamber silencer for turbocharger noise. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* [online]. SAE International, United States, 2009, **2**(1), s. 1339–1344 [cit. 2021-03-08]. ISSN 19463995. Dostupné z: doi:10.4271/2009-01-2048
- [25] LEE, Yong Woo, Duck Joo LEE, Yumi SO a Doyoung CHUNG. Control of airflow noise from diesel engine turbocharger. *SAE 2011 World Congress and Exhibition* [online]. SAE International, 2011, s. 1-10 [cit. 2021-03-09]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:10.4271/2011-01-0933
- [26] RÄMMAL, Hans a Mats ABOM. Acoustics of Turbochargers. In: *SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition* [online]. United States, SAE International, (5)2007, s. 1-13 [cit. 2021-03-10]. ISBN 0148-7191. ISSN 2688-3627. Dostupné z: doi:10.4271/2007-01-2205
- [27] EVANS, Dominic a Andrew WARD. Minimising Turbocharger Whoosh Noise for Diesel Powertrains: 2005-01-2485. In: *SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition* [online]. United States, SAE International, (16-19)2005, s. 1-10 [cit. 2021-03-11]. ISBN 0148-7191. ISSN 2688-3627. Dostupné z: doi:10.4271/2005-01-2485
- [28] TENG, Charlie a Steve HOMCO. Investigation of Compressor Whoosh Noise in Automotive Turbochargers: Ford Motor Company. In: *SAE Int. J. Passeng. Cars – Mech. Syst.* [online]. United States, SAE International, (5)2009, **3**(1), s. 1345-1351 [cit. 2021-03-11]. ISBN 1946-3995. ISSN 1946-4002. Dostupné z: doi:10.4271/2009-01-2053
- [29] MIAZGOWICZ, Keith. The Development of Acoustics Compressor Maps and Computational Aeroacoustic Method to Evaluate Turbocharger Inlet Flow Control Devices: Ford Motor Company. In: *SAE 2017 Aerospace Systems & Technology Conference* [online]. United States, SAE International, (9)2017, s. 1-14 [cit. 2021-03-11]. ISBN 0148-7191. ISSN 2688-3627. Dostupné z: doi:10.4271/2017-01-2071
- [30] GRAEFENSTEIN, A. J. a W. WENZEL. “Herschel-Quincke Spiral“ A New Interference Silencer: FILTERWERK MANN+HUMMEL GmbH. In: *SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition* [online]. United States, SAE International, 2003, s. 1-7 [cit. 2021-03-13]. ISBN 0148-7191. ISSN 2688-3627. Dostupné z: doi:10.4271/2003-01-1722
- [31] KUANG, Xiaohong, Jian PANG, Haiyan ZHANG, Liang YANG a Jiang-hua FU. Surge Noise Identification and Control of Automotive Turbochargers. *SAE Technical Paper Series, 8th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress: The European Automotive Noise Conference* [online]. United States, 2014, 01-2053, s. 7 [cit. 2021-03-15]. ISSN: 2688-3627. Dostupné z: doi:10.4271/2014-01-2053
- [32] PLATON, Silviu Nicolae a Adriana TUDOR. Noise control on locomotive driver workstation. *Romanian Journal of Acoustics and Vibration* [online]. INCDPM, Bucharest 2014, **11**(1), s. 1-4 [cit. 2021-03-15]. ISSN 15847284. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/298651240\\_Noise\\_control\\_on\\_locomotive\\_driver\\_workingstation](https://www.researchgate.net/publication/298651240_Noise_control_on_locomotive_driver_workingstation)

- [33] REMINGTON, Paul. J. a Michael. J. RUDD. *AN ASSESSMENT OF RAILROAD LOCOMOTIVE NOISE* [online]. Federal Railroad Administration, United States, (8)1976, Final report, 168 s. [cit. 2021-03-15]. 0S607,RR616/R6513. ISBN DOT-TSC-OST-76-4. FRA-OR&D-76-142. Dostupné z: <https://railroads.dot.gov/elibrary/assessment-railroad-locomotive-noise>
- [34] POGREBNYAK, Andrii, Andrii YEVTUSHENKO, Andrii KRAVETS, Artem KOVTUNENKO a Igor TILICHKO. Experimental studies of sliding bearings of locomotive turbochargers by their level of vibration. *International Journal of Engineering and Technology (UAE)* [online]. Creative Commons Attribution License, United States, 2018, 7(4), s. 81–86 [cit. 2021-03-15]. ISSN 2227524X. Dostupné z: doi:10.14419/ijet.v7i4.3.19556
- [35] KARIM, Ahsanul, Matthew MCKEAN, Rick DEHNER, Ahmet SELAMET, Chris TIERNAN, Anthony MORELLI, Keith MIAZGOWICZ a Ted MULL. Turbocharger Centrifugal Compressor Casing Treatment for Improved BPF Noise Using Computational Fluid Dynamics. *SAE Technical Papers* [online]. SAE International, (6)2019, s. 1-12 [cit. 2021-03-15]. ISSN 01487191. Dostupné z: doi:10.4271/2019-01-1484
- [36] RHO, Byoung Hoo, Dae Gon KIM a Kyung Woong KIM. Effects of design parameters on the noise of rotor-bearing systems. *Tribology International* [online]. Elsevier Ltd., Amsterdam, 2004, 37(8), s. 599–605 [cit. 2021-03-16]. ISSN 0301679X. Dostupné z: doi:10.1016/j.triboint.2004.01.004
- [37] *KTH Royal Institute of Technology* [online]. Sweden-Stockholm, KTH Royal Institute of Technology, (4)2020 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.kth.se/en>
- [38] *VOLVO* [online]. Sweden, AB Volvo, 2021 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.volvo.com/>
- [39] *Stellantis* [online]. Netherlands, Stellantis NV, 2021 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: [https://www.stellantis.com/en?adobe\\_mc\\_ref=](https://www.stellantis.com/en?adobe_mc_ref=)
- [40] YIPENG, Cao, Liu CHEN, Zhang WENPING, Ming PINGJIAN a Liu YANG. Experimental investigation into the effects of intake silencer on compressor aerodynamic noise reduction. *25th International Congress on Sound and Vibration 2018*. ICSV25, Hiroshima-China, (7)2018, s. 1-8 [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.semanticscholar.org/paper/EXPERIMENTAL-INVESTIGATION-INTO-THE-EFFECTS-OF-ON-Yi-peng-Chen/f266f7e5e783d395d02595043e6d3c0af546cbc>
- [41] GONZÁLEZ DÍEZ, N., J. P.M. SMEULERS, D. MEULENDIJKS a S. KÖNIG. Development of a reactive silencer for turbocompressors. *Fluid Machinery Congress 6-7 October 2014* [online]. COMSOL, Rotterdam, 2013, s. 209–217 [cit. 2021-03-22]. Dostupné z: doi:10.1016/B978-0-0810-0109-7.50019-4
- [42] BANICA, Marius, Klaus FUSSTETTER a Carsten SPINDER. Turbocharger Noise Reduction on Ships. *RESEARCH NOISE* [online]. MTZ Industrial, Minsk-Belarusk, 2016, Special edition 6(2), s. 40–45 [cit. 2021-03-22]. ISSN 2194-8682. Dostupné z: doi:10.1007/s40353-016-0014-6

- [43] JOHNSON, Timothy M., Carl E. HANSON, Jason C. ROSS a Abdullatif K. ZAOUK. Development of passive and active noise control for next generation locomotive cabs. *38th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering 2009* [online]. INTER-NOISE, QinetiQ North America Technology Solutions Group, United States, (8)2009, 2, s. 927–935. Dostupné z: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.604.2847&rep=rep1&type=pdf>
- [44] *Ford* [online]. United States, Ford Motor Company, 2020 [cit. 2021-03-30]. Dostupné z: <https://www.ford.cz/>
- [45] *Ricardo* [online]. England, Kentico CMS, 2021 [cit. 2021-03-30]. Dostupné z: <https://ricardo.com/>
- [46] NESTEROV, Nikita a Aleksei BYKOV. Locomotive Noise Reduction. *MATEC Web of Conferences* [online]. EDP Sciences, France, 2020, 320, 00013 [cit. 2021-03-30]. Dostupné z: doi:10.1051/mateconf/202032000013
- [47] BLOGGER. Operating Faults in Turbochargers: Operating Faults in Turbochargers. <http://sailoronhigh.blogspot.com/> [online]. United States, Blogger, (1)2016 [cit. 2021-02-07]. Dostupné z: <http://sailoronhigh.blogspot.com/2016/01/operating-faults-in-turbochargers.html>
- [48] Schéma motoru a turbodmychadla a výfuková soustava: Princip turbodmychadla. [www.flexamiauto.cz: Teorie](http://www.flexamiauto.cz/Teorie) [online]. Brno, FlexaMi Auto s.r.o, 2016 [cit. 2021-02-08]. Dostupné z: <https://www.flexamiauto.cz/teorie/>
- [49] Deep groove ball bearings. [www.skf.com](http://www.skf.com) [online]. Sweden, SKF Group Headquarters, 2021 [cit. 2021-02-09]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>
- [50] HEINRICH, Martin. Main components of a centrifugal compressor in isometric view: Centrifugal Compressor and Volute. <https://www.researchgate.net/> [online]. German, Technische Universität Bergakademie Freiberg, (11)2016 [cit. 2021-02-18]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/313065156\\_Genetic\\_Optimization\\_of\\_Turbomachinery\\_Components\\_using\\_the\\_Volute\\_of\\_a\\_Transonic\\_Centrifugal\\_Compressor\\_as\\_a\\_Case\\_Study](https://www.researchgate.net/publication/313065156_Genetic_Optimization_of_Turbomachinery_Components_using_the_Volute_of_a_Transonic_Centrifugal_Compressor_as_a_Case_Study)
- [51] TAHA, Zahari, SUGIYONO, T. M.Y.S. TUAN YA a Tatsuo SAWADA. Numerical investigation on the performance of Wells turbine with non-uniform tip clearance for wave energy conversion. *Applied Ocean Research* [online]. United States, (10)2011, 33(4), 11 s. [cit. 2021-02-21]. ISSN 01411187. Dostupné z: doi:10.1016/j.apor.2011.07.002
- [52] Allam, S., Åbom, M. A new type of muffler based on the microperforated tubes. – *Journal of Vibration and Acoustics* [online], 2011, 133(3), Paper no. 31005. ASME Digital Collection (15.05.2015)

# SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1-1 Specifické výkonnostní výhody motorů s turbodmychadlem [29].	14
Obr. 1-2 Jednostupňové turbodmychadlo od společnosti Garret Motion [3].	17
Obr. 1-3 Ukázka lodního turbodmychadla [47].	18
Obr. 2-1 Šíření zvuku od zdroje ve formě vlnoploch [7].	20
Obr. 2-2 Grafické zobrazení vlnění s popisky [foto autor].	21
Obr. 2-3 Hladiny akustického tlaku v různém prostředí [7].	26
Obr. 3-1 Zářič 1. řádu a jeho náhrada dvěma zářiči nultého řádu [7].	29
Obr. 3-2 Zářič 2. řádu a jeho náhrada čtyřmi zářiči 0. řádu [7].	29
Obr. 3-3 Aerodynamické schéma zatopeného proudu [7].	30
Obr. 3-4 Celková hladina akustického tlaku trysky po vložení destičky ve vzdálenosti 1 m od osy proudu vzduchu [7].	31
Obr. 4-1 Schéma turbodmychadla s WG ventilem [48].	34
Obr. 4-2 SKF kuličkové ložisko. 1–kulička, 2–vnitřní kroužek, 3–klec, 4–vnější kroužek [49].	35
Obr. 4-3 Zobrazení kompresorového kola s popisky jednotlivých částí.	39
Obr. 4-4 Hlavní součásti odstředivého kompresoru v izometrickém pohledu [50].	39
Obr. 4-5 Pracovní křivka kompresoru při plném zatížení [28].	40
Obr. 4-6 Měření hluku typu „Whoosh noise“ v potrubí [27].	41
Obr. 4-7 Zobrazení tlakové a sací části na lopatkách kompresorového kola.	42
Obr. 4-8 Zpětné proudění vzduchu kompresorového kola [1].	43
Obr. 4-9 Schéma zobrazující vůli (tip clearance) [51].	44
Obr. 6-1 Počáteční hodnoty [21].	53
Obr. 6-2 Model nejnovějšího A-trubicového tlumiče [21].	53
Obr. 6-3 Spirálovitý tlumič s 8dílným obtokovým potrubím [30].	54
Obr. 6-4 Geometrie tlumiče s MPP navržená v [52]. Předpokládá se kruhová symetrie a vnější komora je pevnými stěnami rozdělena na dvě nebo několik dutin [22].	56
Obr. 6-5 Fotografie kompaktního tlumiče rychlého prototypu se zvětšeným pohledem na mikroperforovanou plechovou trubku (Acustimet™) [22].	58
Obr. 6-6 Schéma vícekomorového tlumiče (cm) [24].	59

Obr. 6-7 Stručné představení tlumiče do oblasti sání [40]. .....	64
Graf 4-1 Závislost masы nevyváženosti rotoru na hluku typu „Constant tone“ a 1 <sup>st</sup> Order level při konstantních otáčkách 200 000 min <sup>-1</sup> u turbodmychadla osobního automobilu [11].	36
Graf 4-2 Závislost úrovně hluku typu „Constant tone“ a 1 <sup>st</sup> Order level na rostoucí teplotě ložiskového oleje při konstantních otáčkách rotoru turbodmychadla osobního automobilu [11]. .....	37
Graf 4-3 Spektrum hluku typu „High-order harmonic noise“ i s postranními frekvencemi u turbodmychadla s kuličkovými ložisky [1]. .....	38
Graf 4-4 Porovnání kolísání tlaku na výstupu kompresoru [31]. .....	40
Graf 4-5 Průměrná hladina akustického tlaku na vstupním potrubí kompresoru. Vstupní potrubí má průměr 157 mm, náběžná hrana kola 156 mm. Kolo disponuje 13 lopatkami hlavními (main blade) a 13 lopatkami rozdělující proud vzduchu (splitter blade) [26]. ....	44
Graf 4-6 Srovnání hluku typu „Unbalance whistle“ pro osobní automobil a nákladní vozidlo [11]. .....	45
Graf 4-7 Hluky typu „Rotational noise“ v osobním a nákladního automobilu [11]. .....	46
Graf 4-8 Hodnoty hluku typu „Constant tone“ pro osobní a nákladní automobil [11]. ....	46
Graf 4-9 Lineární spektrum hluků v místě sání při dané rychlosti [19]. .....	47
Graf 4-10 Hodnoty hlukového spektra generovaného turbodmychadlem [32]. .....	48
Graf 6-1 Vypočítané rozdíly v poklesu akustického tlaku pro standartní a vylepšenou Herschel-Quinckeho trubici [21]. .....	53
Graf 6-2 Odpovídající pokles akustického tlaku [21]. .....	53
Graf 6-3 Naměřené a nasimulované hodnoty útlumu tlumiče [30]. .....	54
Graf 6-4 FEM 3D optimalizace délky potrubí [30]. .....	55
Graf 6-5 Předpokládaná ztráta přenosu zvuku u prototypu tlumiče pro různé konfigurace impedance dutiny MPP. Optimalizovaného výsledku se dosáhne vyladěním impedance stěny na základě Cremerovy impedance při cílové frekvenci 2000 Hz. Rozdělením tlumiče na 2 nebo 3 sekce naladěné na 1 500, 2 500 Hz a 1 500, 2 000 a 2 500 Hz [22]. .....	57
Graf 6-6 Rozdíl schopnosti útlumu mezi pravidelně uspořádanými přepážkami a přepážkami s rozdílným uspořádáním. Modeováno pomocí FEM [23]. .....	57
Graf 6-7 Předpokládaná a naměřená hodnota schopnosti útlumu prototypu 1 [24]. .....	60
Graf 6-8 Naměřené hodnoty schopnosti útlumu prototypu 1 a 2 [24]. .....	60
Graf 6-9 Naměřený útlum hluku [dB (A)] bez tlumiče a s tlumičem na výstupu tlumiče během 0 do 180 000 min <sup>-1</sup> [24]. .....	61

Graf 6-10 Vliv tloušťky trubice na hladině akustického tlaku. Hodnoty zprůměrovány ze 4 mikrofonů [27]. .....	62
Graf 6-11 Spektrální charakteristika hluků v kompresoru v závislosti na rychlosti rotace rotoru [40]. .....	65
Graf 6-12 Spektrální charakteristika hluků v turbodmychadle při různých rychlostech rotoru [40]. .....	66

## SEZNAM TABULEK

Tab. 2-1 Závislost rychlosti šíření zvuku ve vzduchu na teplotě [6]. .....	19
Tab. 6-1 Rozměry slotů u obou z prototypů [24]. .....	59
Tab. 6-2 Odhadovaná efektivita jednotlivých metod potlačení hluku [43]. .....	67



# SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ, ZKRATEK A VELIČIN

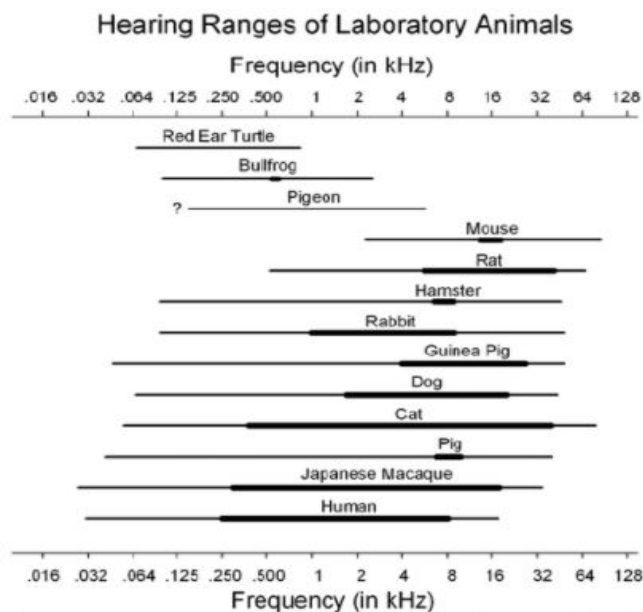
$A$	[-]	integrační konstanta
$bpfi$	[Hz]	frekvence zvuku ložiskových kuliček přejíždějící poškozený vnitřní kroužek
$bpfo$	[Hz]	frekvence zvuku ložiskových kuliček přejíždějící poškozený vnější kroužek
$c$	[m/s]	rychlost šíření zvuku
$d$	[m]	průměr kuličky ložiska nebo válečku
$D_0$	[m]	průměr trysky
$D_p$	[m]	průměr ložiska
$E_{celk}$	[J]	celková energie kmitajícího hmotného bodu
$E_k$	[J]	kinetická energie kmitajícího hmotného bodu
$E_p$	[J]	potenciální energie kmitajícího hmotného bodu
$f$	[Hz]	frekvence
$F$	[N]	síla
$f_0$	[Hz]	frekvence rotující hřídele
$ff$	[Hz]	frekvence ložiskové klece
$K$	[-]	koeficient úměrnosti
$k$	[m <sup>-1</sup> ]	vlnové číslo
$k$	[Nm]	tuhost pružiny
$L_p$	[dB]	hladina akustického tlaku
$L_{pA}$	[dB]	hladina akustického tlaku při váženém filtru $A$
$m$	[kg]	hmotnost
$Ma$	[-]	Machovo číslo
$N$	[-]	celkový počet lopatek kompresorového kola
$N$	[s <sup>-1</sup> ]	rychlost rotace ložiska
$N$	[W/m <sup>2</sup> ]	měrný akustický výkon
$p$	[Pa]	akustický tlak
$p_0$	[Pa]	amplituda akustického tlaku

$p_b$	[Pa]	barometrický tlak
$p_{celk}$	[Pa]	celkový tlak
$p_{ef}$	[Pa]	efektivní hodnota akustického tlaku
$R$	[m]	poloměr zářiče
$r$	[m]	vzdálenost mezi výchylkou a středem otáčení
$s$	[-]	činitel vyzařování
$S$	[m <sup>2</sup> ]	plocha
$T$	[s]	doba kmitu
$u$	[m]	akustická výchylka
$u_0$	[m]	vlastní akustická výchylka
$v$	[m/s]	rychlost hmotného bodu
$V$	[m <sup>3</sup> /s]	objemové množství proudícího vzduchu
$v_{0max}$	[m/s]	amplituda rychlosti kmitání
$v_{ef}$	[m/s]	efektivní hodnota rychlosti
$W$	[W]	akustický výkon
$w_0$	[m/s]	rychlost vzduchu při výtoku z trysky
$x$	[m]	obecná vzdálenost
$y$	[m]	výchylka
$y_0$	[m]	vlastní amplituda výchylky kmitání
$y_m$	[m]	amplituda výchylky kmitání
$Z$	[-]	počet ložiskových kuliček nebo válečků
$Z_a$	[Pas/m]	měrná akustická impedance
$\varphi$	[-]	fázový úhel
$\theta$	[°]	stykový úhel mezi kuličkou (válečkem) a kroužkem
$\vartheta$	[°]	úhel svíraný s plochou $S$
$\varphi_0$	[-]	vlastní fázový úhel
$\lambda$	[m]	vlnová délka
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota prostředí
$\rho_0$	[kg/m <sup>3</sup> ]	střední hustota vzduchu nebo tekutiny
$\tau$	[s]	čas

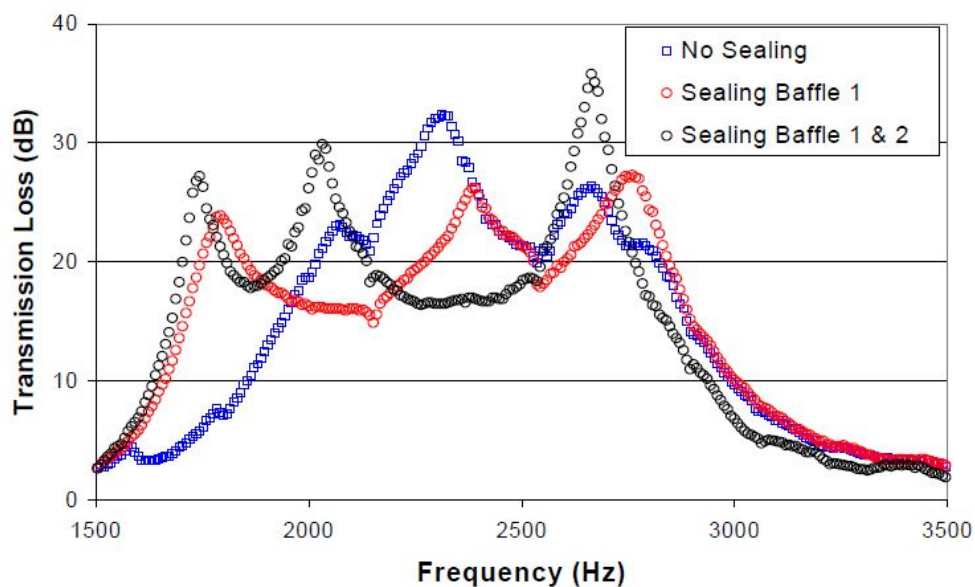
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	úhlový kmitočet
$\omega_0$	[s <sup>-1</sup> ]	vlastní úhlový kmitočet
$2bsf$	[Hz]	frekvence zvuku přejíždění po obou kroužcích
<i>BPF</i>		Blade passing frequency
EMD		Electro-Motive Diesel
HP		horsepower
<i>HQ</i>		Herschel-Quinckeho trubice
<i>HRs</i>		Helmholtz resonators
<i>KTH</i>		Kungliga Tekniska högskolan (Královský technologický institut)
LDE		Locomotive Diesel Electric
<i>MMP</i>		mikro-perforované panely
<i>PSA</i>		Peugeot Société Anonyme
rpm		round per second
<i>SPL</i>		sound pressure level
<i>TCN</i>		Tip clearance noise
TL		Transmission loss
<i>UK ltd.</i>		United Kingdom limited company

## 8 SEZNAM PŘÍLOH

**Příloha 1** Grafické znázornění rozsahů slyšitelného spektra u různých živočichů [9]



**Příloha 2** Graf rozdílů v útlumu při utěsnění přepážek [24]



### Příloha 3 Naměřené hodnoty hluku při 23 000 min<sup>-1</sup> bez zapojeného tlumiče [40].

